



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN RASIO
EKIVALEN TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI
GAS BUANG PADA *ENGINE* SINJAI 650 CC
BERBAHAN BAKAR *BI-FUEL* (PREMIUM - VIGAS)**

**TAUFIQUR ROHMAN
NRP 2113 106 013**

**Dosen Pembimbing
Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng., Ph.D.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 141585

**EFFECT OF COMPRESSION RATIO AND
EQUIVALENCE RATIO TO PERFORMANCE AND
EXHAUST EMISSIONS SINJAI ENGINE 650 CC BI-
FUEL (PREMIUM - VIGAS)**

**TAUFIQUR ROHMAN
NRP 2113 106 013**

**Academic Supervisor
Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng., Ph.D.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN RASIO EKIVALEN TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA ENGINE SINJAI 650 CC BERBAHAN BAKAR BI-FUEL (PREMIUM-VIGAS)

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

TAUFIQUR ROHMAN
NRP. 2113 106 013

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Bambang Arip D. ST., MEng., PhD (Pembimbing)
NIP. 197804012002121001
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT (Penguji I)
NIP. 197301161997021001
3. Ir. Kadarisman (Penguji II)
NIP. 194901091974121001
4. Ary Bachtiar, ST., MT., PhD. (Penguji III)
NIP. 197105241997021001

SURABAYA, Januari 2016

**PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN RASIO EKIVALEN
TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG
PADA ENGINE SINJAI 650 CC BERBAHAN BAKAR
BI-FUEL (PREMIUM – VIGAS)**

Nama Mahasiswa : Taufiqur Rohman
Nrp : 2113 106 013
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Pembimbing : Bambang Arip D. ST., M.Eng., PhD.

Abstrak

Unjuk kerja dan emisi gas buang engine sangat dipengaruhi oleh karakteristik bahan bakar yang digunakan serta setting kondisi operasional mesin. Bahan bakar vigas merupakan bahan bakar produk Pertamina yang diformulasikan untuk kendaraan bermotor yang terdiri dari campuran propana (C_3H_8) dan Butana (C_4H_{10}), vigas adalah turunan dari LPG. Vigas memiliki nilai oktan yang lebih tinggi, tetapi memiliki nilai kalor persatuan volume yang lebih rendah bila dibandingkan dengan premium. Pemakaian vigas pada engine sinjai 650 cc membutuhkan penyesuaian setting kondisi operasional berupa nilai rasio kompresi dan rasio ekuivalen untuk mendapatkan performa engine yang lebih optimal.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental pada engine sinjai 2 silinder 650 cc single overhead camshaft dengan sistem pemasukan bahan bakar port injection berbahan bakar bi-fuel (Premium – Vigas). Rasio kompresi divariasikan dengan melakukan perubahan pada tebal gasket cylinder head. Diketahui bahwa rasio kompresi standar engine sinjai pada nilai 9:1 yang akan dinaikkan sebesar 10:1. Rasio ekuivalen divariasikan dengan cara melakukan pengaturan secara langsung nilai AFR yang akan dimasukkan kedalam engine sinjai melalui software Autogasitalia suite pj. Nilai rasio ekuivalen yang diharapkan yaitu 1, 0.9, 0.8, 0.7. Parameter yang diukur yaitu torsi, emisi gas

buang, m bahan bakar, m udara dan suhu operasional mesin. Parameter yang dihitung yaitu daya, torsi, η thermal, η volumetris dan konsumsi bahan bakar spesifik. Penelitian ini dilakukan pada kondisi full open throttle dengan putaran mesin 5000 rpm hingga 2000 rpm, pengujian akan dilakukan dengan menggunakan waterbrake dynamometer untuk mendapatkan hasil unjuk kerja engine.

Dari hasil eksperimen menggunakan bahan bakar vgas, didapatkan unjuk kerja maksimum pada rasio ekivalen 1 dan rasio kompresi 10. Dengan mengurangi nilai rasio ekivalen tidak bisa didapatkan unjuk kerja yang lebih baik, unjuk kerja lebih baik bisa didapatkan dengan adanya kenaikan rasio kompresi. Hasil perbandingan unjuk kerja engine sinjai 650 cc untuk bahan bakar vgas pada rasio kompresi 9 dan 10 yaitu dengan rasio kompresi 10 terjadi kenaikan torsi 16,08 %, daya 16,35%, bmep 16,08%, efisiensi thermal 16,02%, dan terjadi penurunan untuk nilai bsfc sebesar 18,92%. Jika dilakukan perbandingan unjuk kerja engine sinjai 650 cc untuk bahan bakar premium dan vgas pada rasio kompresi 9 maka dengan bahan bakar vgas terjadi penurunan torsi 12,36 %, daya 12,31%, bmep 12,28%, efisiensi thermal 17,92%, dan terjadi kenaikan untuk nilai bsfc sebesar 13,07%. Jika dilakukan perbandingan unjuk kerja engine sinjai 650 cc untuk bahan bakar premium dan vgas pada rasio kompresi 10 maka dengan bahan bakar vgas terjadi penurunan torsi 10,35 %, daya 9,89%, bmep 10,27%, efisiensi thermal 14,61%, dan terjadi kenaikan untuk nilai bsfc sebesar 8,71 %.

Kata Kunci: Vgas, rasio kompresi, rasio ekivalen, mesin Sinjai, dimensi ruang bakar, tebal gasket cylinder head, deck clearance.

EFFECT OF COMPRESSION RATIO AND EQUIVALENCE RATIO TO PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS SINJAI ENGINE 650 CC BI-FUEL (PREMIUM - VIGAS)

Name : **Taufiqur Rohman**
NRP : **2113106013**
Major : **Mechanical Engineering FTI - ITS**
Academic Supervisor : **Bambang Arip D. ST., M.Eng., Ph.D.**

Abstract

Engine performance and exhaust emissions greatly influenced by the characteristics of the fuel used and operational setting condition of the engine. Vigas is Pertamina fuel products which is formulated for motor vehicles composed of a mixture of propane (C_3H_8) and butane (C_4H_{10}), Vigas is an instance of LPG. Vigas have higher octane number, but it has a lower calorific value of unity volume when compared to premium. Vigas consumption in Sinjai engine 650 cc require operating conditions adjustments settings such as the value of compression ratio and equivalence ratio to obtain more optimal engine performance.

This research was performed experimentally in Sinjai engine 650 cc 2-cylinder single overhead camshaft fuel intake system with bi-fuel injection port. The compression ratio is varied by changing the cylinder head gasket thickness. It is known that the standard compression ratio engine Sinjai at value of 9: 1 which be raised by 10: 1. Equivalence ratio is varied by means of direct measurement of AFR value which entered into the Sinjai engine via Autogas Italia software suite PJ. The expected value of equivalence ratio is 1, 0.9, 0.8, 0.7. The measured parameters are torque, emissions, in fuel, in air and operational engine temperature. Parameter which calculated are power, torque, thermal efficiency, volumetric efficiency and specific fuel consumption. This research was conducted on full open throttle

condition engine speed of 5000 rpm to 2000 rpm, the test will be conducted using a dynamometer waterbrake to get the result of engine performance.

The results of experiments using vigas fuel, obtained maximum performance at an equivalence ratio of 1 and compression ratio of 10. By reducing the value of the equivalence ratio can not be obtained better performance, better performance can be obtained with the increase of compression ratio. The comparison results of performance sinjai engine 650 cc for vigas fuel at the compression ratio of 9 and 10 is by compression ratio of 10 occurred an increasing of torque by 16.08%, power 16.35%, BMEP 16.08%, thermal efficiency 16.02%, and a decrease value of bsfc by 18.92%. Comparison performance of sinjai engine 650 cc for premium fuel and vigas fuel at compression ratio of 9, the vigas fuel decreasing torque by 12.36%, power 12.31%, BMEP 12.28%, thermal efficiency 17.92%, and the increase of bsfc value by 13.07%. Comparison of performance sinjai engine 650 cc for premium fuel and vigas fuel at compression ratio of 10 the vigas fuel decreasing torque by 10.35%, power 9.89%, BMEP 10.27%, thermal efficiency 14.61%, and the increase of bsfc value by 8.71%.

Keywords: Vigas, compression ratio, equivalence ratio, sinjai engine, cylinder head gasket thickness, deck clearance

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng., Ph.D., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan, nasehat dan restu sehingga penulis mampu menyelesaikan pengerjaan tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT., selaku dosen koordinator laboratorium teknik pembakaran dan bahan bakar yang telah memberikan banyak ilmu, nasehat dan bimbingan selama penulis melakukan penelitian tugas di laboratorium.
3. Bapak Ir. Kadarisman, , Bapak Ary Bachtiar, ST., MT., Ph.D. dan, Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
5. Bapak Indra Sidharta, ST., M.Sc., selaku dosen wali.
6. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu

pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.

7. Untuk Bapak, Ibu, kakak dan adik ku tercinta. Terima kasih atas semua nasehat, do'a, saran dan dukungan moral maupun material.
8. Benny Prasetyatna Putra, Mirza Hamdhani dan Galih Setyo sebagai rekan tugas akhir yang telah bekerja keras bersama selama pengerjaan tugas akhir ini.
9. Seluruh rekan-rekan lab. Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Pak Karmono, Dicky, Falah, Wisnu, dan rekan lain yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
10. Seluruh rekan-rekan Lintas Jalur Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember angkatan genap 2013 yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1. 1 Latar Belakang	1
1. 2 Perumusan Masalah	2
1. 3 Batasan Masalah	3
1. 4 Tujuan Penelitian	3
1. 5 Manfaat Penelitian	4
BAB II DASAR TEORI	5
2. 1 <i>Engine</i> 4-Langkah	5
2. 2 Pembakaran Pada <i>Engine</i> Bensin 4-Langkah	6
2. 3 Tahapan Pembakaran <i>Engine</i> Bensin 4-Langkah	7
2. 3. 1 <i>Ignition Lag</i>	7
2. 3. 2 <i>Flame Propagation</i>	8
2. 4 Parameter Unjuk Kerja	8
2. 4. 1 Torsi	9
2. 4. 2 Daya	10
2. 4. 3 Tekanan Efektif Rata-rata	10
2. 4. 4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	12
2. 4. 5 Efisiensi Thermal	12
2. 4. 6 Efisiensi Volumetris	13
2. 5 Polusi Udara	14
2. 5. 1 Hidrokarbon (HC)	15
2. 5. 2 Karbon Monoksida (CO)	15
2. 6 <i>Pitot Tube With Wall Pressure Tap dan incined Manometer</i>	16
2. 7 Rasio Kompresi	19

2. 8	Air/Fuel Ratio dan Fuel/Air Ratio	24
2.8.1	Rasio Udara – Bahan Bakar (<i>Air-Fuel Ratio/ AFR</i>)	24
2.8.2	Rasio Bahan Bakar – Udara (<i>Fuel Air Ratio / FAR</i>)	25
2.8.3	Rasio Ekvivalen (<i>Equivalence Ratio / Φ</i>)	25
2. 9	Bahan Bakar Gas	26
2. 10	Konverter Kit	27
2. 11	Penelitian Terdahulu	28
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		37
3. 1	<i>Engine Test</i>	37
3. 2	Alat Ukur	38
3. 3	Bahan Bakar	39
3. 4	Variasi Rasio Kompresi	39
3. 5	Variasi Rasio Ekvivalen	48
3. 6	Prosedur Pengujian	50
3.6.1	Skema Pengujian	50
3.6.2	Tahapan Pengujian	51
3. 7	Rancangan Eksperimen	53
3. 8	Flowchart Penelitian	55
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		57
4. 1	Perhitungan Unjuk Kerja	57
4.1.1	Perhitungan Torsi	57
4.1.2	Perhitungan Daya Efektif	58
4.1.3	Perhitungan Tekanan Efektif Rata – Rata (BMEP)	59
4.1.4	Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	60
4.1.5	Perhitungan Effisiensi Thermal	61
4.1.6	Perhitungan Effisiensi Volumetris	61
4. 2	Perhitungan Energi Dalam Satu Siklus Pembakaran	62
4. 3	Analisa Unjuk Kerja Engine	63
4.3.1	Grafik Torsi Fungsi Putaran Mesin	64
4.3.2	Grafik Daya Efektif Fungsi Putaran Mesin	67
4.3.3	Grafik Tekanan Efektif Rata – Rata (BMEP) Fungsi Putaran Mesin	70
4.3.4	Grafik Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (BSFC) Fungsi Putaran Mesin	73
4.3.5	Grafik Effisiensi Thermal Fungsi Putaran Mesin	76

4.3.6	Grafik Effisiensi Volumetris Fungsi Putaran Mesin.....	79
4.4	Analisa Grafik Kondisi Operasional <i>Engine</i>	81
4.4.1	Grafik Temperatur Cover Silinder Head Fungsi Putaran Mesin	82
4.4.2	Grafik Temperatur Blok Silinder Fungsi Putaran Mesin	85
4.4.3	Grafik Temperatur Gas Buang Fungsi Putaran Mesin...	88
4.4.4	Grafik Temperatur Pendingin Fungsi Putaran Mesin ...	91
4.4.5	Grafik Temperatur Pelumas Fungsi Putaran Mesin	94
4.4.6	Grafik Karbon Monoksida (CO) Fungsi Putaran Mesin	97
4.4.7	Grafik Hidrokarbon (HC) Fungsi Putaran Mesin	100
4.4.8	Grafik Karbon Dioksida (CO ₂) Fungsi Putaran Mesin	103
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		107
5.1	Kesimpulan	107
5.2	Saran	108
DAFTAR PUSTAKA		111
LAMPIRAN		113

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus <i>engine</i> bensin 4 langkah	5
Gambar 2.2	Tahapan pembakaran pada SIE.....	7
Gambar 2.3	<i>Waterbrake dynamometer</i>	10
Gambar 2.4	Mekanisme terbentuknya polutan HC, CO dan NOx pada SIE	14
Gambar 2.5	Emisi gas buang <i>vs air-fuel ratio</i> pada SIE	15
Gambar 2.6	Konfigurasi Pitot Tube dan Inclined Manometer ...	17
Gambar 2.7	Ruang Pembakaran Dan Bahan Bakar	20
Gambar 2.8	Compression Ratio Chart	21
Gambar 2.9	Gasket Cylinder Head.....	23
Gambar 2.10	Converter Kit Vigas	28
Gambar 2.11	Grafik Hasil Eksperimen Yousufuddin.....	30
Gambar 2.12	Grafik Hasil Eksperimen J.Zhao	32
Gambar 2.13	Grafik Hasil Eksperimen E.Propatham.....	35
Gambar 2.14	Grafik Hasil Eksperimen dan Simulasi L.Raymond.....	36
Gambar 3.1	<i>Engine</i> SINJAI 650 cc.....	37
Gambar 3.2	Panjang Connecting Rod.....	40
Gambar 3.3	Tinggi Piston Dari Titik Pusat	40
Gambar 3.4	Tinggi Cylinder Block Dari Pusat Crank Shaft.....	40
Gambar 3.5	Ukuran Standard Ruang Bakar	41
Gambar 3.6	Camshaft Standard	43
Gambar 3.7	Lift Pada Katup Intake dan Exhaust	44
Gambar 3.8	Sudut Katup Intake dan Exhaust dari kedudukan Cylinder Head	44
Gambar 3.9	Clearance Katup Dari Permukaan Cylinder Head..	45
Gambar 3.10	Metode Pengurangan Gasket Cylinder Head	46
Gambar 3.11	Software Autogasitalia Suite PJ	48
Gambar 3.12	Mekanisme Pengaturan Nilai AFR	50
Gambar 3.13	Skema Pengujian.....	50
Gambar 3.14	Flowchart Penelitian	56

Gambar 4.1	Grafik Torsi fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10.....	65
Gambar 4.2	Grafik Daya fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10.....	68
Gambar 4.3	Grafik BMEP fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10.....	71
Gambar 4.4	Grafik BSFC fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10.....	74
Gambar 4.5	Grafik Effisiensi Thermal fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10	77
Gambar 4.6	Grafik Effisiensi Volumetris fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10.....	80
Gambar 4.7	Grafik Temperatur Head fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10	83
Gambar 4.8	Grafik Temperatur Blok fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10	86
Gambar 4.9	Grafik Temperatur Gas Buang fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10.....	89
Gambar 4.10	Grafik Temperatur Pendingin fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10.....	92
Gambar 4.11	Grafik Temperatur Pelumas fungsi RPM Pada Rasio Kompresi 9 dan 10	95
Gambar 4.12	Grafik Karbon Monoksida (CO) Fungsi Rpm Rasio Kompresi 9 dan 10.....	98
Gambar 4.13	Grafik Hidro Karbon (HC) Fungsi Rpm Rasio Kompresi 9 dan 10	101
Gambar 4.14	Grafik Karbon Dioksida (CO ₂) Fungsi Rpm Rasio Kompresi 9 dan 10	104

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Effisiensi Siklus Otto Untuk Berbagai jenis Rasio Kompresi	22
Tabel 2.2 Perbandingan Properties Bahan Bakar Vigas dan Premium	27
Tabel 3.1 Parameter Input dan Output Penelitian	54



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pertumbuhan ekonomi dan populasi masyarakat Indonesia yang terus meningkat mengakibatkan peningkatan kebutuhan energi. Hal ini terbukti dari jumlah konsumsi bahan bakar minyak Indonesia yang masih cukup tinggi sejak tahun 2009, yakni mencapai 297 juta barrel [1]. Pada saat ini bahan bakar minyak masih menjadi pilihan yang populer walaupun persediaannya semakin menipis dan efek penggunaannya yang tidak ramah lingkungan. Emisi gas buang seperti HC, CO, NO_x, SO_x, dan partikulat yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar fosil mengakibatkan polusi lingkungan. Sedangkan emisi CO₂ merupakan faktor utama penyebab naiknya temperatur permukaan bumi yang dikenal dengan istilah pemanasan global. Berdasarkan hasil penelitian Departemen Perhubungan pada tahun 2007, emisi CO₂ yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar minyak untuk sektor transportasi mencapai 324 juta ton. Sejalan dengan pertumbuhan sektor transportasi di Indonesia hingga saat ini, maka jumlah emisi gas CO₂ dan gas buang lainnya tentu akan bertambah [2]. Salah satu upaya untuk mengurangi ketergantungan terhadap sumber energi minyak sekaligus meminimalisir emisi gas buang yang sangat berbahaya bagi lingkungan adalah dengan menggunakan energi alternatif seperti bahan bakar gas.

Terdapat banyak gas yang dapat digunakan dibidang otomotif untuk kendaraan. Diantaranya adalah gas CNG (*Compressed Natural Gas*), LGV (*Liquefied Gas for Vehicle*), dan Hidrogen. Klasifikasi gas LGV menurunkan lagi dua gas yang biasa dipakai yaitu gas LPG dan Vigas. Pertamina Vigas adalah merek dagang PT Pertamina untuk bahan bakar LGV (*Liquefied Gas for Vehicle*) yang diformulasikan untuk kendaraan bermotor yang terdiri dari campuran Propana (C₃H₈) dan Butana (C₄H₁₀), vigas merupakan bahan bakar turunan dari LPG. Vigas

merupakan bahan bakar gas yang ramah lingkungan dan memiliki angka oktan sebesar 98 dan memiliki nilai kalor persatuan volume yang lebih rendah daripada premium. Vigas merupakan bahan bakar yang ramah lingkungan, dapat memperpanjang siklus penggantian pelumas dan umur mesin, bebas sulphur dan timbal. Vigas juga dapat membuat suara mesin lebih halus dan bebas knocking. Serta memiliki tekanan yang rendah dalam tangki yaitu 8-12 bar.

Menurut penelitian dari Riesta Anggraini et al [3], dengan menggunakan bahan bakar LGV (*Liquefied Gas for Vehicle*) akan memberikan dampak positif pada emisi gas buang kendaraan dan menjadikan mesin bebas *knocking*. Selain itu LGV (*Liquefied Gas for Vehicle*) merupakan bahan bakar yang ramah lingkungan, menjadikan suara mesin lebih halus serta bebas sulphur dan timbal. Namun ada beberapa kekurangan dari bahan bakar LGV (*Liquefied Gas for Vehicle*), yaitu memiliki nilai BHP dan Torsi yang lebih rendah jika dibandingkan dengan *gasoline*. Konsumsi spesifik bahan bakar juga lebih tinggi jika dibanding *gasoline*. LGV (*Liquefied Gas for Vehicle*) memiliki nilai oktan yang tinggi, akan tetapi nilai kalor persatuan volume yang rendah, sehingga menyebabkan mesin bebas *knocking* akan tetapi unjuk kerja yang dihasilkan lebih rendah jika dibandingkan *gasoline*.

Berdasarkan uraian diatas, dilakukan penelitian secara eksperimental dengan tujuan untuk mengoptimalkan unjuk kerja *engine* berbahan bakar vigas melalui pengaturan rasio kompresi pada *engine*, dan rasio ekuivalen bahan bakar. Dari penelitian tugas akhir ini diharapkan didapatkan performa mesin bensin berbahan bakar vigas yang lebih optimal. Sehingga dapat meminimalisir kekurangan yang ada pada bahan bakar vigas.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan permasalahan yang dapat ditetapkan berdasar latar belakang tersebut adalah :

1. Bagaimana mekanisme pengaturan rasio kompresi dan rasio ekivalen pada *engine* sinjai berbahan bakar *bi-fuel*?
2. Bagaimana pengaruh pengaturan rasio kompresi dan rasio ekivalen terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* sinjai berbahan bakar *bi-fuel*?
3. Bagaimana ketepatan nilai rasio kompresi dan rasio ekivalen terhadap karakteristik bahan bakar vigas?
4. Bagaimana pengaruh perubahan suhu operasional mesin terhadap rasio kompresi dan rasio ekivalen?

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas, maka diberikan batasan-batasan sebagai berikut :

1. Kondisi *engine* sinjai 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* dalam keadaan standar.
2. Percobaan menggunakan *engine* sinjai 650 cc dua silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada bagian saluran hisap untuk mensuplai vigas.
3. Kondisi udara dalam temperatur ruangan.
4. Tidak membahas mengenai pembuatan vigas serta reaksi kimia yang terjadi.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah:

1. Untuk mengetahui cara merancang mekanisme pengaturan rasio kompresi dan rasio ekivalen pada *engine* sinjai berbahan bakar *bi-fuel*.
2. Untuk mengetahui pengaruh rasio kompresi dan rasio ekivalen terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* sinjai berbahan bakar *bi-fuel*.

3. Untuk mengetahui ketepatan nilai rasio kompresi dan rasio ekivalen yang sesuai dengan karakteristik bahan bakar vigas.
4. Untuk mengetahui pengaruh perubahan suhu operasional *engine* terhadap rasio kompresi dan rasio ekivalen.

1.5 Manfaat Penelitian

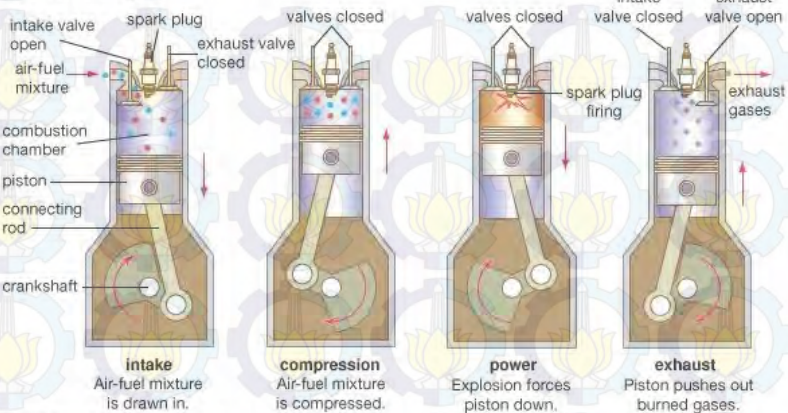
Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat menjadi sumbangsih bagi ilmu pengetahuan serta dapat memberi informasi dan inspirasi kepada masyarakat umum tentang perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi mengenai penggunaan bahan bakar vigas pada mesin bensin. Serta pengoptimalan performa mesin bensin berbahan bakar vigas.

BAB II DASAR TEORI

2.1 *Engine 4-Langkah*

Dalam *engine* bensin 4-langkah, satu siklus kerja diselesaikan dengan empat langkah gerakan naik-turun piston, atau dua kali putaran poros engkol. Setiap langkah berisi 180° putaran poros engkol, sehingga seluruh siklus menjadi 720° putaran poros engkol. Ada empat tahapan operasi dari siklus *engine* bensin 4-langkah. Diantaranya langkah hisap, langkah kompresi, langkah kerja dan langkah buang. Seperti terlihat pada gambar 2.1 dibawah ini.

Four-stroke cycle



Gambar 2.1 Siklus *engine* bensin 4 langkah

1. Langkah hisap (*intake*), piston bergerak dari TMA (titik mati atas) ke TMB (titik mati bawah) katup masuk membuka dan katup buang menutup, karena terjadi tekanan negatif didalam silinder sehingga udara yang telah bercampur dengan bahan bakar dapat masuk kedalam silinder melalui katup masuk sampai piston melewati TMB dan kemudian katup masuk tertutup.

2. Langkah kompresi (*compression*), piston bergerak dari TMB menuju TMA setelah melakukan langkah hisap, katup masuk dan katup buang tertutup serta campuran udara dan bahan bakar dikompresikan hingga piston mencapai TMA.
3. Langkah usaha (*power*), sebelum akhir langkah kompresi, busi memercikkan bunga api listrik yang kemudian membakar campuran udara dan bahan bakar yang telah dikompresikan sebelumnya. Pada kondisi ini katup masuk dan katup buang masih dalam keadaan tertutup. Akibat dari tekanan pembakaran yang tinggi menyebabkan terdorongnya piston dari TMA ke TMB yang kemudian gerakan translasi piston tersebut diubah menjadi gerakan rotasi pada poros engkol dengan bantuan *connecting rod*.
4. Langkah buang (*exhaust*), setelah terjadi pembakaran, gaya inersia menggerakkan piston dari TMB menuju TMA, pada saat yang sama katup buang mulai terbuka sehingga gas sisa pembakaran terdorong keluar melalui katup buang menuju lubang pembuangan.

2.2 Pembakaran Pada Engine Bensin 4 Langkah (*Spark Ignition Engine*)

Definisi menyebutkan bahwa pembakaran adalah oksidasi cepat yang menghasilkan cahaya dan panas bersamaan; juga oksidasi perlahan yang disertai relatif sedikit panas dan tanpa cahaya [4]. Untuk kepentingan motor bakar dipakai bagian yang pertama yakni oksidasi cepat, dengan demikian pembakaran di motor bakar dalam adalah: kombinasi kimia yang relatif sangat cepat antara hidrogen dan karbon di bahan bakar dengan oksigen yang menghasilkan pembebasan energi dalam bentuk panas.

Dengan demikian kondisi yang harus ada dalam proses pembakaran konvensional di motor bakar dalam adalah:

1. Adanya campuran bahan bakar dan udara yang dapat dibakar.
2. Adanya sesuatu yang dapat memulai pembakaran.

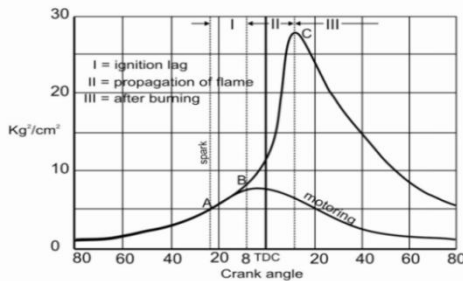
3. Adanya api yang stabil dan dapat mengembang di ruang bakar.

Jadi pembakaran hanya dapat berlangsung selama ada tiga syarat tersebut.

2.3 Tahapan Pembakaran *Engine* Bensin 4 Langkah (*Spark Ignition Engine*)

Pembakaran dapat dibayangkan sebagai dua tahapan seperti yang ada pada gambar 2.2, yaitu:

1. Tahap pertama adalah pertumbuhan dan perkembangan dari inti api yang berkembang sendiri, ini disebut *ignition lag*.
2. Tahap kedua adalah penyebaran api ke seluruh ruang bakar, ini disebut *propagation of flame*.



Gambar 2.2 Tahapan pembakaran pada SIE

2.3.1 *Ignition Lag*

Ignition lag bukanlah periode yang tidak aktif, tetapi merupakan proses kimia. Periode *ignition lag* kira-kira 10° sampai 15° derajat engkol dalam waktu $\pm 0,0015$ detik. Perlu diketahui bahwa selama periode ini penyebaran api atau kecepatan api berjalan lambat dan fraksi campuran yang terbakar sangat sedikit, sehingga kenaikan tekanan hanya 1% dari tekanan pembakaran maksimum sesuai pembakaran sekitar 1, 5% dari campuran kerja, dan volume yang dipakai oleh produk pembakaran sekitar 5% dari ruang bakar yang tersedia.

Durasi *ignition lag* tergantung pada faktor-faktor berikut:

1. Jenis dan kualitas bahan bakar
2. Rasio campuran bahan bakar dan udara
3. Temperatur dan tekanan awal
4. Celah elektroda busi
5. Turbulensi pembakaran di ruang bakar

2.3.2 *Flame Propagation*

Fase kedua pembakaran ini merupakan fase yang terpenting, karena dalam fase ini kecepatan api sangatlah tinggi karena menentukan laju kenaikan temperatur dalam silinder. Durasi dari *flame propagation* tergantung pada faktor-faktor dibawah ini:

1. Rasio bahan bakar dan udara
2. Rasio kompresi
3. Temperatur dan tekanan awal
4. Beban motor
5. Turbulensi
6. Kecepatan motor
7. Ukuran motor

2.4 *Parameter Unjuk Kerja Engine*

Baik atau tidaknya suatu desain *engine* dapat dilihat melalui unjuk kerja (*performance*) yang dihasilkannya. Pengujian suatu *engine* ditentukan oleh beberapa parameter unjuk kerja *engine* dan kadar emisi gas buang hasil pembakaran. Unjuk kerja menjadi penting karena berkaitan dengan tujuan penggunaan *engine* dan faktor ekonomisnya, sedangkan tinggi rendahnya emisi gas buang berhubungan dengan faktor lingkungan. Untuk menentukan parameter unjuk kerja *engine*, maka harus ditentukan terlebih dahulu sistem yang digunakan. Berikut sistem yang digunakan untuk pengujian ini.

Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja tersebut adalah sebagai berikut:

1. Torsi
2. Daya efektif
3. Tekanan efektif rata-rata (*b MEP*)
4. Pemakaian bahan bakar spesifik (*sfc*)
5. Effisiensi thermal
6. Effisiensi volumetris
7. Emisi gas buang

2.4.1 Torsi

Kemampuan *engine* dalam menghasilkan kerja ditunjukkan dengan nilai torsi yang dihasilkannya. Dalam keadaan sehari-hari torsi digunakan untuk akselerasi kendaraan untuk meningkatkan kecepatan. Torsi merupakan perkalian antara gaya tangensial dengan panjang lengan. Rumus untuk menghitung torsi pada *engine* adalah sebagai berikut:

$$Torsi = P \times R \dots\dots\dots(2.1)$$

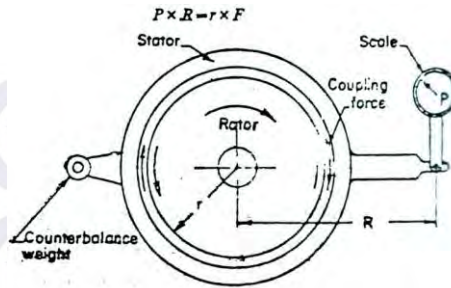
Dimana:

P = gaya tangensial (N)

R = lengan gaya *water brake dynamometer* (m)

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh motor dibaca pada *display waterbrake dynamometer* seperti pada gambar 2.3. Torsi yang didapatkan masih dalam lb.ft sehingga diperlukan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan metris. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah:

$$X = faktor\ konversi = \left[\frac{4.448\ N}{1\ lbf} \times \frac{1\ m}{3.2808\ ft} \right] \dots\dots\dots(2.2)$$



Gambar 2.3 Waterbrake dynamometer

2.4.2 Daya (*brake horse power*)

Tujuan dari pengoperasian *engine* adalah untuk menghasilkan daya atau *brake horse power*. *Brake horse power* merupakan daya yang dihasilkan dari poros *output engine* yang dihitung berdasarkan laju kerja tiap satuan waktu. Nilai daya sebanding dengan gaya yang dihasilkan dan kecepatan linearnya atau sebanding dengan torsi poros dan kecepatan sudutnya. Untuk menghitung daya motor digunakan perumusan:

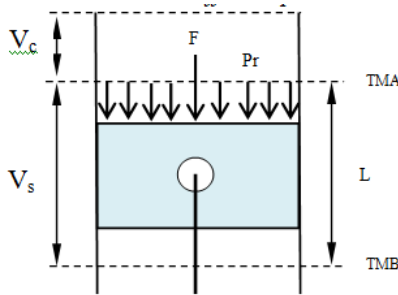
$$bhp = \omega \times T = 2 \pi n \times T \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana:

Bhp	=	<i>brake horse power</i> (Watt)
T	=	torsi motor (N.m)
n	=	putaran poros motor (rps)

2.4.3 Tekanan Efektif Rata-rata (*brake mean effective pressure*)

Tekanan efektif rata-rata atau (*b MEP*) didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya. Jika tekanan efektif rata-rata dihitung berdasarkan pada *brake horse power* maka disebut *brake mean effective pressure*.



Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah:

$$F = P_r \times A \dots\dots\dots(2.4)$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB:

$$W = F \times L = (P_r \times A) \times L \dots\dots\dots(2.5)$$

Daya motor (kerja per satuan waktu):

Jika poros engkol berputar n rpm, maka dalam 1 menit akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja.

Dimana $\frac{n}{z} \left(\frac{\text{siklus}}{\text{menit}} \right)$;

$z =$

1(untuk motor 2 langkah), 2(untuk motor 4 langkah)

$$\text{Daya tiap silinder: } W = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z} \dots\dots\dots(2.6)$$

Daya motor sejumlah “i” silinder:

$$W = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z} \dots\dots\dots(2.7)$$

Jika $W = bhp$ dan $P_r = bmep$, maka:

$$bmep = \frac{bhp \cdot z}{A \cdot L \cdot n \cdot i} \text{ (Pa)} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana:

$bhp =$ brake horse power (Watt)

$A =$ luas penampang torak (m^2)

$L =$ panjang langkah torak (m)

$i =$ jumlah silinder

$n =$ putaran engine (rps)

$z =$ 1 (untuk motor 2 langkah) dan 2 (untuk motor 4 langkah)

2.4.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*specific fuel consumption*)

Konsumsi bahan bakar spesifik merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu *engine* yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya, atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh *engine* untuk menghasilkan tenaga.

Besarnya konsumsi bahan bakar spesifik dapat dihitung dengan persamaan:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana:

sfc = konsumsi bahan bakar spesifik

\dot{m}_{bb} = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

bhp = daya *engine* (Watt)

Pada pengujian standar dengan menggunakan bahan bakar bensin, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$m_{bb} = \rho_{bensin} \cdot volume \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana:

$$\rho_{bensin} = SG_{bensin} \cdot \rho_{air} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \dots\dots\dots(2.11)$$

2.4.5 Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh *engine*.

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \times 100\%$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu, t maka:

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja/waktu}}{\text{panas yang diberikan/waktu}} \times 100\%$$

Dimana:

Kerja/waktu = *brake horse power* (bhp)

$$\begin{aligned} \text{Panas yang diberikan} &= \text{nilai kalor} \times \text{massa bahan} \\ \text{bakar} &= Q \times \dot{m}_{bb} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \times \dot{m}_{bb}} \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana:

sfc = konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt . s)

\dot{m}_{bb} = laju aliran bahan bakar (kg/s)

Q = nilai kalor bawah dari bahan bakar yang digunakan (J/kg)

2.4.6 Efisiensi Volumetris (*volumetric efficiency*)

Efisiensi volumetris hanya digunakan pada engine 4 langkah. Didefinisikan sebagai rasio dari volume udara yang masuk ke silinder dibagi dengan volume silinder yang tersedia.

$$\eta_v = \frac{v_i}{v_s} = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana:

η_v = efisiensi volumetris

v_i = volume udara yang masuk kedalam silinder

v_s = volume silinder yang tersedia

\dot{m}_a = volume flow rate udara

$\rho_{a,i}$ = massa jenis udara (kg/m³)

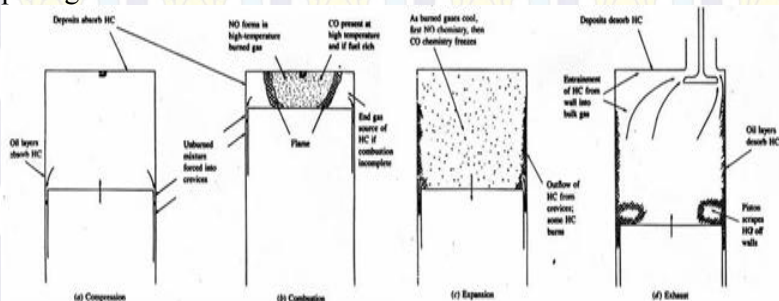
V_d = volume silinder (m³)

N = putaran *engine* (rps)

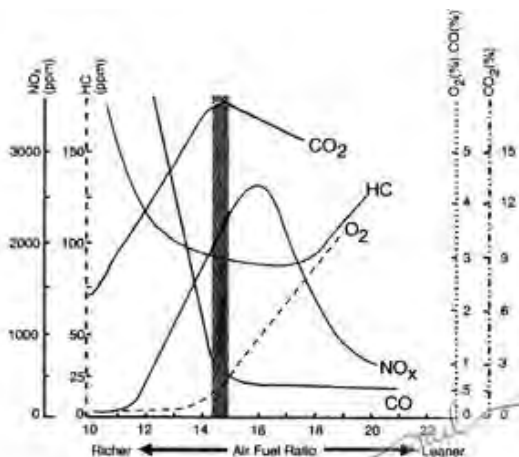
Efisiensi volumetris sebuah *engine* dipengaruhi oleh beberapa variabel diantaranya rasio kompresi, waktu buka-tutup katup, desain pemasukan dan *port*, kadar campuran bahan-bakar dengan udara, panas laten dari penguapan bahan bakar, pemanasan udara masuk, tekanan di silinder dan kondisi atmosfer.

2.5 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan pencemar kedalam udara sedemikian rupa sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan lingkungan tidak berfungsi sebagaimana mestinya. Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh polutan primer adalah *sulfur oksida* (SO_x), *nitrogen oksida* (NO_x), *hidrokarbon* (HC), dan *carbon monoksida* (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain di udara, contohnya *ozon* (O₃) dan *peroksi aetil nitrat* (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi. Mekanisme pembentukan polutan dapat dilihat pada gambar 2.4 dan hubungan antara AFR dan emisi gas buang seperti yang ada pada gambar 2.5 berikut.



Gambar 2.4 Mekanisme Terbentuknya Polutan HC, CO dan NO_x pada SIE



Gambar 2.5 Emisi Gas Buang *versus* *air-fuel ratio* pada SIE

Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

2.5.1 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak terbakar langsung keluar menjadi gas mentah, dan dari bahan bakar terpecah menjadi reaksi panas berubah menjadi gugusan HC yang lain, yang keluar bersama gas buang. Sebab-sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*, sehingga HC dapat keluar saluran pembuangan.

2.5.2 Karbon Monoksida (CO)

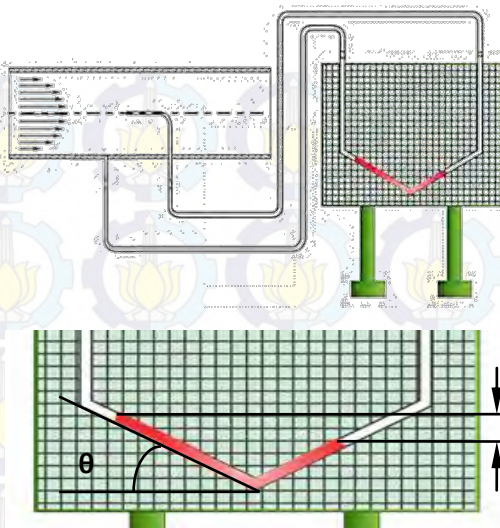
Gas karbon monoksida merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau pada suhu diatas titik didihnya dan

mudah larut dalam air. Di industri, karbon monoksida dihasilkan dari proses oksidasi gas alam yaitu metana. Gas karbon monoksida merupakan komponen utama dalam udara tercemar, karena kereaktifan gas karbon monoksida terhadap hemoglobin dalam darah yang mengakibatkan darah kekurangan oksigen dan menyebabkan gangguan saraf pusat. Pembakaran yang normal pada motor bensin akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada didalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang.

Karbon monoksida juga sangat ditentukan oleh kualitas campuran, homogenitas dan *A/F ratio*. Semakin bagus kualitas campuran dan homogenitas akan mempermudah oksigen untuk bereaksi dengan karbon. Jumlah oksigen dalam campuran (*A/F ratio*) juga sangat menentukan besar CO yang dihasilkan, mengingat kurangnya oksigen dalam campuran akan mengakibatkan karbon bereaksi tidak sempurna dengan oksigen (sehingga terbentuk CO). Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi (melepaskan diri) membentuk karbon monoksida + oksigen.

2.6 Pitot Tube With Static Wall Pressure Tap dan Incined Manometer

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah udara dan bahan bakar gas memasuki ruang bakar. Seperti terlihat pada gambar 2.6 ini merupakan contoh perhitungan kecepatan udara [9].



Gambar 2.6 Konfigurasi *Pitot Tube* dan *Inclined Manometer* $\theta = 15^\circ$

Pitot tube with static wall pressure tap dihubungkan dengan *inclined manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya digunakan persamaan *Bernoulli* sebagai berikut :

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gz_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana :

P_0 = Tekanan stagnasi (pada titik 0) (Pa)

P_1 = Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

ρ = Massa jenis fluida yang mengalir (kg/m^3)

V_1 = Kecepatan di titik 1 (m/s)

V_0 = Kecepatan di titik 0, kecepatan pada titik *stagnasi* = 0

m/s

Dengan mengasumsikan $\Delta_z = 0$ maka persamaan menjadi :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0 - P_1}{\rho} \dots\dots\dots(2.15)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_{udara}}} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

$$P_0 - P_1 = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h \dots\dots\dots(2.17)$$

$$\rho_{red\ oil} = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \dots\dots\dots(2.18)$$

Sehingga pada *inclined manometer* diperoleh persamaan,

$$P_0 - P_1 = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \dots\dots\dots(2.19)$$

h adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan $\theta = 15^\circ$, maka persamaan menjadi :

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{udara}}} \dots\dots\dots(2.20)$$

Dengan :

$SG_{red\ oil}$: *Specific gravity red oil* (0.827)

ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m³)

ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.1447 kg/m³)

h : Total perbedaan ketinggian cairan pada *incline manometer* (m)

θ : Sudut yang digunakan pada *inclined manometer* (degree)

namun V_1 merupakan kecepatan maksimal, terlihat dari profil kecepatan aliran pada *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi pitot berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* (\bar{V}) yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana:

\bar{V} : Kecepatan rata – rata (m/s)

V_{max} : Kecepatan maksimal dari profil kecepatan aliran.

n : *variation of power law exponent*. Yang di rumuskan sebagai berikut:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}} \dots \dots \dots (2.22)$$

untuk $Re_{V_{max}} > 2 \times 10^4$ (aliran turbulen).

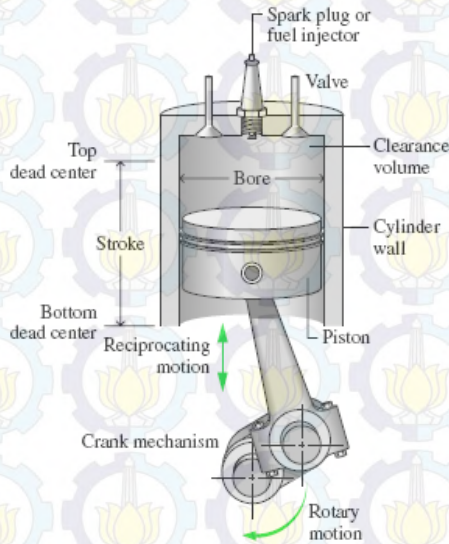
Sedangkan untuk aliran laminar dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$V_{max} = 2\bar{V} \dots \dots \dots (2.23)$$

2. 7 Rasio Kompresi

Rasio kompresi adalah perbandingan volume keseluruhan ruang bakar (volume silinder dan volume ruang kompresi) saat piston berada pada titik mati bawah, terhadap volume ruang kompresi (*compressed volume*) saat piston berada pada titik mati atas. Volume silinder adalah besarnya volume yang ada pada antara titik mati atas (TDC) dengan titik mati bawah (BDC), atau biasanya disebut dengan volume langkah. Volume ruang kompresi adalah besarnya volume ruang yang ada pada ruang pembakaran saat piston berada pada titik mati atas (TDC). Adapun visualisasi ruang pembakaran seperti yang terlihat pada gambar 2.7. Kompresi rasio yang lebih tinggi dapat menaikkan tekanan dan temperatur media kerja dan menurunkan konsentrasi gas buang. Kondisi yang baik ini mengurangi *ignition lag* pembakaran dan *ignition advance* dapat dikurangi. Tekanan tinggi dan temperatur tinggi dari campuran yang tertekan juga akan mempercepat pembakaran tahap kedua. Sudut pembakaran total menjadi berkurang, tekanan maksimum *m.e.p* indikasi juga akan naik, dan akan menaikkan rasio *surface* ke volume dari ruang bakar, yang berarti menaikkan bagian dari campuran dimana pada fase *afterburn* pada tahap ketiga. Rasio kompresi mesin yang dibesarkan dapat berpengaruh pada peningkatan unjuk kerja

mesin dan konsumsi bahan bakar menurun. Namun perlu dijaga kenaikan rasio kompresi yang mengakibatkan kenaikan temperatur sehingga menimbulkan terjadinya detonasi pada motor [4].



Gambar 2.7 Ruang Pembakaran Bahan Bakar

$$\text{Rasio kompresi (CR)} = \frac{\text{Volume Langkah (V}_2\text{)} + \text{Volume Clearance (V}_1\text{)}}{\text{Volume Clearance (V}_1\text{)}} \quad (2.24)$$

Dimana:

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$$

$V_c = \text{Gasket cylinder head} + \text{Deck clearance} + \text{Volume Ruang Bakar}$

Secara teoritis meningkatkan rasio kompresi dari mesin dapat meningkatkan keseluruhan efisiensi mesin dengan memproduksi lebih banyak output daya. Untuk dapat

meningkatkan unjuk kerja mesin dengan pengaruh rasio kompresi memiliki pertimbangan dalam hal nilai oktan (*octan number*) bahan bakar yang digunakan pada *engine* tersebut. Sehingga akan terciptanya pembakaran yang sempurna dikarenakan rasio kompresi yang sesuai dengan *octan number* tersebut. Kesesuaian antara rasio kompresi dan *octan number* yang dibutuhkan dalam suatu *engine* seperti yang terlihat pada gambar 2.8. Apabila *octan number* yang digunakan tidak sesuai atau lebih rendah dari rasio kompresi maka akan terciptanya *pre – ignition* dimana bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya tanpa dipengaruhi loncatan bunga api sehingga memungkinkan terjadinya detonasi. Karena pemampatan yang semakin kuat, akan menimbulkan tekanan yang jauh lebih besar dan juga suhu yang lebih tinggi. Suhu dan tekanan akan terus bertambah dan mencapai puncaknya sesaat setelah busi memercikkan apinya.

<u>COMPRESSION RATIO CHART</u>		
Compression Ratio	<u>Engine Octane Requirements</u>	
	Minimum	Maximum
8:1	87	92
9:1	89	96
10:1	92	100
11:1	96	102
12:1	100	108
<i>Typical requirements, some may vary...</i>		

Gambar 2.8 *Compression Ratio Chart*
[\(http://satria155.com/memahami-rasio-kompresi-statis-dinamis-oktan-bbm-review-norival/\)](http://satria155.com/memahami-rasio-kompresi-statis-dinamis-oktan-bbm-review-norival/)

Sehingga rasio kompresi yang telah ditentukan akan menghasilkan unjuk kerja berupa efisiensi yang diharapkan. Berikut tabel 2.1 mengenai efisiensi siklus Otto :

Tabel 2.1 Efisiensi Siklus Otto Untuk Berbagai Rasio Kompresi, r

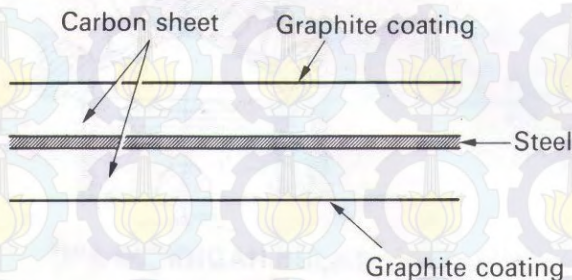
Rasio kompresi r	8	9	10	11	12	15	20
Efisiensi η	0.565	0.585	0.602	0.617	0.630	0.661	0.695
	Daerah kerja r motor saat ini						

Sumber : Kawano D. Sungkono (2013)

Ada beberapa cara yang bisa digunakan dalam melakukan perubahan rasio kompresi, yaitu:

a. Mengubah *Clearance* dari Gasket *Cylinder Head*

Gasket adalah sesuatu yang bahannya mudah menyesuaikan dengan tempatnya dan diletakkan antara dua bagian. Apabila dua bagian tersebut ditempelkan dan dimampatkan ketidak aturan bentuk antara kedua bagian tersebut akan diisi oleh gasket tersebut sehingga tidak terjadi kebocoran, seperti yang terlihat pada gambar 2.9. Gasket kepala silinder letaknya antara blok silinder dengan kepala silinder, fungsinya untuk mencegah kebocoran gas pembakaran, air pendingin dan oli. Gasket kepala silinder harus tahan panas dan tekanan dalam setiap perubahan temperatur. Biasanya gasket dibuat dari carbon clad sheet steel (gabungan carbon dengan lempengan baja), karbon itu sendiri melekat dengan grafit dan keduanya berfungsi untuk mencegah kebocoran yang ditimbulkan antara blok silinder dan kepala silinder, serta untuk menambah kemampuan melekat pada gasket.



Gambar 2.9 Gasket *Cylinder Head*

b. Melakukan Pemaprasan pada *Cylinder Head*

Meningkatkan nilai rasio kompresi suatu engine dapat juga dilakukan dengan melakukan pemaprasan pada *cylinder head* suatu engine. Pemaprasan *cylinder head* dilakukan karena dengan melakukan pemaprasan pada cylinder head maka akan mengurangi volume kompresi dari ruang bakar. Sehingga nilai rasio kompresi suatu mesin akan mengalami peningkatan dengan berkurangnya volume kompresi suatu ruang bakar. Namun pemaprasan yang diperlukan harus sesuai dengan perhitungan yang ada, agar tidak merusak engine yang ada.

Sebelum melakukan pemaprasan pada ruang cylinder head terlebih dahulu dilakukan perhitungan variasi ukuran. Perhitungan harus disesuaikan dengan

sudut katup intake dan exhaust dari dudukan cylinder head. Karena perhitungan variasi ukuran atau batasan maksimal pemaprasan maka akan menyebabkan benturan antara valve dengan piston.

Variasi Ukuran = *Valve Clearance* + *Deck Clearance* – Dudukan Katup

2. 8 ***Air / Fuel Ratio dan Fuel / Air Ratio***

Dalam suatu proses pembakaran beberapa hal yang perlu diperhatikan antara lain bahan bakar, oksigen (udara), kalor dan reaksi kimia. Selain itu, campuran bahan bakar dan udara memegang peranan yang penting juga dalam menentukan hasil proses pembakaran itu sendiri yang secara langsung mempengaruhi reaksi pembakaran yang terjadi serta hasil keluaran (produk) proses pembakaran.

Ada beberapa metode yang digunakan untuk menghitung rasio campuran bahan bakar dan udara antara lain AFR (*air-fuel ratio*), FAR (*fuel-air ratio*), dan *ratio equivalen* (Φ).

2.8.1 **Rasio Udara-Bahan Bakar (*Air-Fuel Ratio*/AFR)**

Metode ini paling sering digunakan untuk mendefinisikan campuran dan merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara simbolis, AFR dihitung sebagai :

$$AFR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{M}_a \times \dot{N}_a}{\dot{M}_f \times \dot{N}_f} \dots\dots\dots(2.25)$$

Jika nilai aktual lebih besar dari nilai AFR, maka terdapat udara yang jumlahnya lebih banyak daripada yang dibutuhkan oleh sistem dalam proses pembakaran dan dikatakan miskin bahan bakar dan jika nilai aktual lebih kecil dari AFR stokiometrik maka tidak cukup terdapat udara pada sistem dan dikatakan kaya bahan bakar.

2.8.2 Rasio Bahan Bakar-Udara (*Fuel Air Ratio/FAR*)

Rasio bahan bakar-udara merupakan kebalikan dari pada *AFR* yang dirumuskan sebagai berikut:

$$FAR = \frac{m_f}{m_a} = \frac{M_f \times N_f}{M_a \times N_a} \dots\dots\dots(2.26)$$

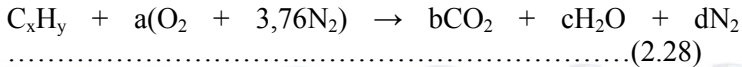
2.8.3 Rasio Ekuivalen (*Equivalence Ratio/ Φ*)

Metode ini termasuk metode yang umum digunakan. Rasio ekuivalen (Φ) didefinisikan sebagai perbandingan antara rasio udara-bahan bakar (*AFR*) stokiometrik dengan udara-bahan bakar (*AFR*) aktual atau rasio bahan bakar-udara (*FAR*) aktual dengan rasio bahan bakar-udara (*FAR*) stokiometrik. Rasio ekuivalen (Φ) dirumuskan sebagai berikut:

$$\Phi = \frac{AFR_{stoic}}{AFR_{act}} = \frac{FAR_{act}}{FAR_{stoic}} \dots\dots\dots(2.27)$$

- $\Phi > 1$ terdapat kelebihan bahan bakar dan campurannya disebut dengan campuran kaya bahan bakar (*fuel-rich mixture*).
- $\Phi < 1$ campurannya disebut dengan campuran miskin bahan bakar (*fuel-lean mixture*).
- $\Phi = 1$ merupakan campuran stokiometrik (pembakaran sempurna).

Bahan bakar yang berupa hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh menjadi karbon dioksida (CO_2) dan uap air (H_2O) jika tersedia pasokan oksigen (O_2) dalam jumlah yang cukup, kondisi pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk proses pembakaran stoikiometri pada bahan bakar hidrokarbon (C_xH_y) dengan udara (campuran oksigen dan nitrogen) dapat dituliskan sebagai berikut :



Pada proses pembakaran bahan bakar bensin, udara yang dibutuhkan untuk membakar 1 kg bahan bakar sebanyak 14,7 kg yang kemudian disebut perbandingan campuran udara dan bahan bakar stoikiometri 1:14,7. Sedangkan pada bahan bakar gas vigas perbandingan campuran udara dan bahan bakar pada kondisi stoikiometri adalah 1:15,5. Faktor udara eksek (*excess-air factor*) λ mengindikasikan seberapa jauh perbandingan udara dan bahan bakar aktual dengan perbandingan udara dan bahan bakar secara teoritis. Jika $\lambda=1$ menunjukkan bahwa mesin berjalan dengan perbandingan udara dan bahan bakar pada kondisi stoikiometri. Jika $\lambda < 1$ menunjukkan mesin tersebut mengandung lebih banyak bahan bakar (campuran kaya), sedangkan jika $\lambda > 1$ (dibawah batasan $\lambda = 1,6$) menunjukkan mesin tersebut mengalami kelebihan udara / kekurangan bahan bakar (campuran miskin).

2.9 Bahan Bakar Gas

Bahan bakar yang digunakan pada penelitian ini adalah vigas. Dimana vigas merupakan merek dagang PT Pertamina untuk bahan bakar LGV (Liquefied Gas for Vehicle) yang diformulasikan untuk kendaraan bermotor yang terdiri dari campuran Propane (C_3H_8) dan Butane (C_4H_{10}). LGV atau vigas merupakan bahan bakar turunan dari LPG, memiliki nilai oktan 98.

Vigas adalah campuran gas hidrokarbon (C_3 - C_4) yang mana penyusun utamanya adalah propana (C_3H_8) dan butana (C_4H_{10}). Gas ini dihasilkan dari penyulingan minyak bumi (LPG, Liquefied Petroleum Gas) atau dari gas alam metana melalui proses *synthesis*. Dikarenakan jumlah susunan karbon yang banyak maka untuk vigas diperlukan tekanan yang rendah untuk memasukkan gas kedalam tabung hingga cair. Semakin banyak

vigas dalam bentuk cair maka semakin banyak nantinya gas yang dapat dipergunakan. Tekanan dalam tabung vigas berkisar 12 bar. Berikut tabel 2.2 mengenai *properties* bahan bakar vigas

Tabel 2.2 Perbandingan Properties Bahan Bakar Vigas dan Premium

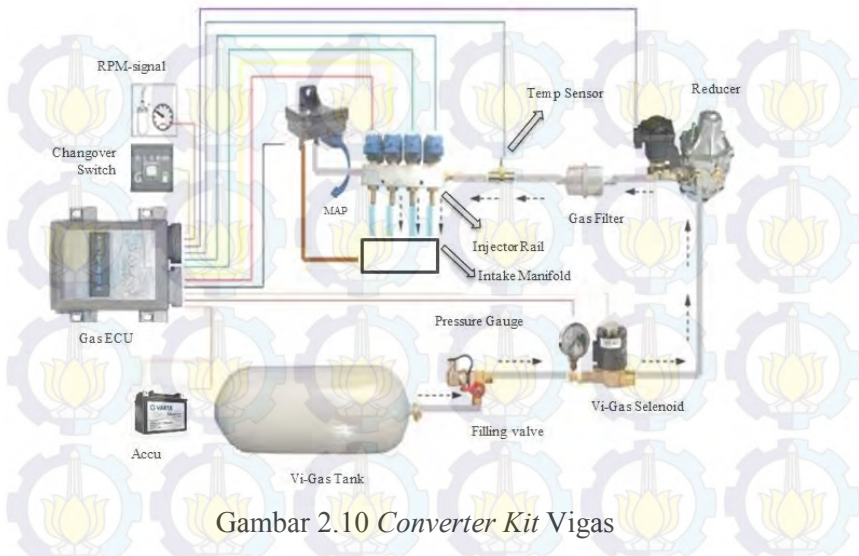
Properties	Vigas	Premium
Chemical Structure	$C_3H_8 - C_4H_{10}$	C_8H_{18}
Octan Number	98	88-90
Stoichiometric Ratio (Kg/Kg)	15,5	14,7
Auto Ignition Temp. (K)	683	530
Heating Value (Mj/Kg)	46,36	41
Density @ 15 ⁰ C (Kg/m ³)	500	700
Flame Propagation Speed (m/s)	48	52-58

Sumber : Lemigas (2012)

2. 10 Konverter Kit

Converter kit sistem injeksi bahan bakar gas terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi sehingga bahan bakar vigas dapat masuk ke ruang bakar dengan baik.

Adapun skema *converter kit* pada bahan bakar tipe *bi-fuel* pada penelitian ini adalah seperti Gambar 2.10 di bawah. Dari tabung Vigas, *filling valve* dibuka sehingga gas akan mengalir menuju *reducer* untuk diturunkan tekanannya. Tekanan didalam tabung Vigas sekitar 12 bar diturunkan oleh *reducer* menjadi sekitar 2 bar. Setelah keluar dari *reducer*, gas akan dialirkan ke ruang bakar oleh *injector* yang dipasang pada *intake manifold*.



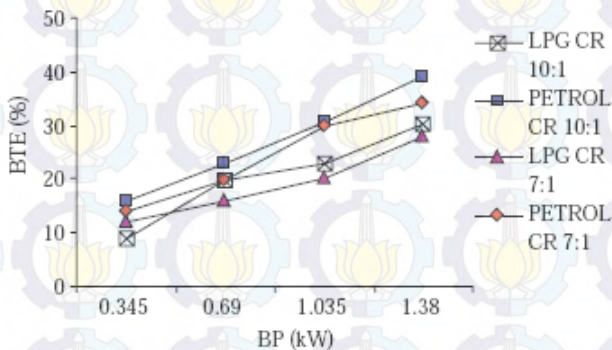
Gambar 2.10 Converter Kit Vigas

2.11 Penelitian Terdahulu

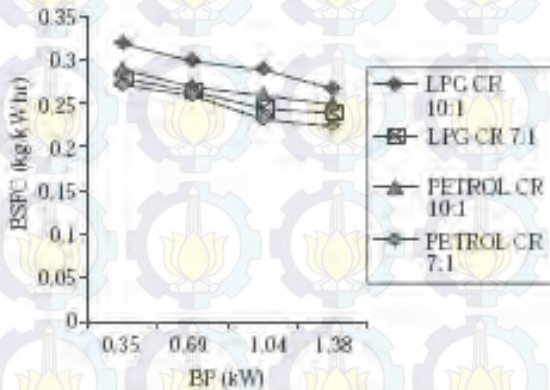
Penelitian yang dilakukan oleh Yousufuddin, Mehdi [5] adalah dengan membandingkan variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang SI *engine* empat langkah satu silinder berbahan bakar LPG dan Petrol. Variasi rasio kompresi yang digunakan adalah 7:1 dan 10:1. Pengujian dilakukan pada putaran engine 2500 dan 2800 rpm. Parameter yang diukur adalah konsumsi bahan bakar, efisiensi volumetris, konsentrasi CO, konsentrasi HC, daya dan torsi yang dihasilkan.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian ini seperti yang terlihat pada gambar 2.11 adalah konsumsi bahan bakar meningkat dengan meningkatnya rasio kompresi, bahan bakar LPG memiliki konsumsi bahan bakar yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan petrol. Efisiensi volumetris meningkat dengan meningkatnya rasio kompresi, bahan bakar petrol memiliki efisiensi yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan petrol. Emisi gas buang CO dan HC mengalami peningkatan

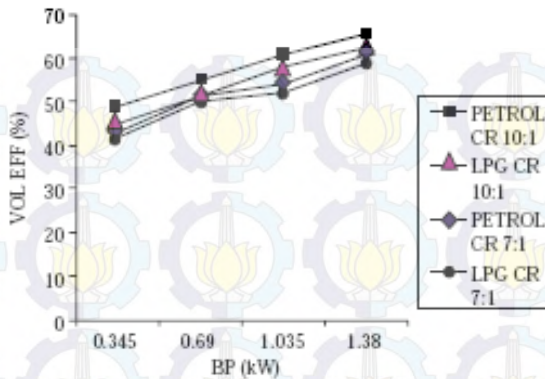
dengan meningkatnya kompresi rasio, bahan bakar LPG memiliki emisi gas buang yang jauh lebih rendah jika dibandingkan dengan petrol.



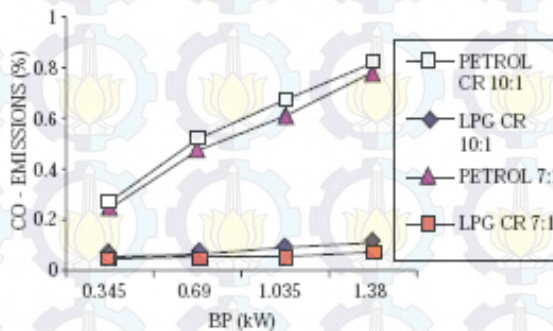
a. Grafik BP (kw) Vs. BTE (%)



b. Grafik BP(kw) Vs. BSFC(Kw/watt.hr)



c. Grafik BP(kw) Vs. Vol Eff (%)

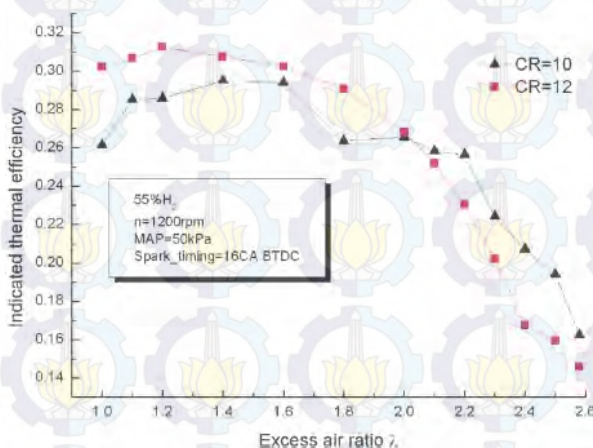


d. Grafik BP(kw) Vs. CO-Emission (%)

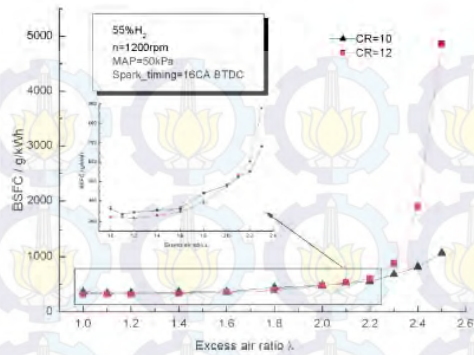
Gambar 2.11 Grafik Hasil Eksperimen Yousufuddin, Mehdi [5]

Penelitian yang dilakukan oleh J.Zhao et al. [6] dengan tujuan untuk mengetahui efek rasio kompresi dan *excess ratio* (λ) terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang SI *engine* empat langkah enam silinder berbahan bakar natural gas. Variasi rasio kompresi yang digunakan adalah 10:1 dan 12:1, nilai *excess ratio* yang digunakan adalah 1 sampai 2,6 dengan jarak tiap variasi 0,2. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 1200 rpm. Parameter yang diukur pada penelitian ini adalah torsi, efisiensi thermal, konsumsi bahan bakar, dan nilai emisi gas buang yang dihasilkan.

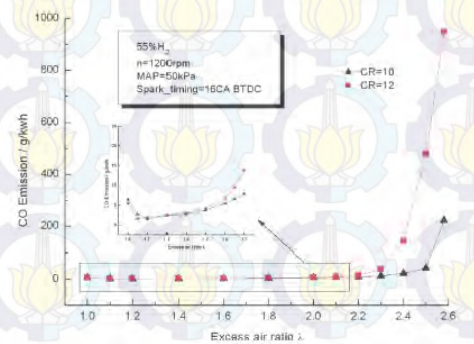
Hasil eksperimental yang diperoleh pada penelitian ini seperti yang terlihat pada gambar 2.12 yaitu konsumsi bahan bakar cenderung seimbang untuk kedua variasi rasio kompresi dan variasi *excess ratio*, namun konsumsi bahan bakar mulai meningkat pesat pada saat nilai lamda (λ) 2,2. Torsi yang dihasilkan untuk kompresi rasio 12 lebih besar jika dibandingkan dengan kompresi rasio 10, namun dengan bertambahnya nilai lamda (λ) torsi yang dihasilkan semakin rendah. Efisiensi thermal yang dihasilkan pada kompresi rasio 12 lebih besar jika dibandingkan dengan kompresi rasio 10, pada awalnya nilai efisiensi thermal stabil tetapi mulai menurun saat lamda (λ) diatas 1,8. Konsentrasi nilai CO untuk kedua variasi kompresi rasio tidak ada perbedaan secara signifikan, namun mulai naik ketika lamda (λ) diatas 2,2. Konsentrasi nilai emisi NO_x tidak ada perbedaan signifikan untuk kedua variasi kompresi, emisi NO_x naik ketika nilai lamda (λ) 1 sampai 1,2 kemudian emisi NO_x mulai turun dengan bertambahnya nilai lamda (λ).



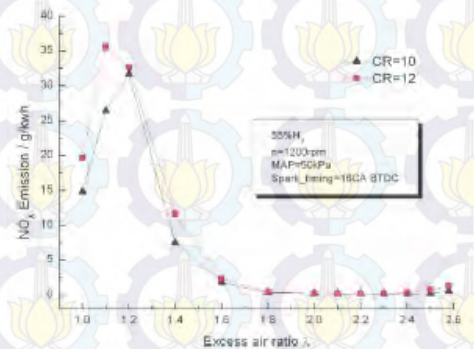
a. Grafik Excess ratio Vs. Thermal efficiency



b. Grafik Excess ratio Vs. BSFC



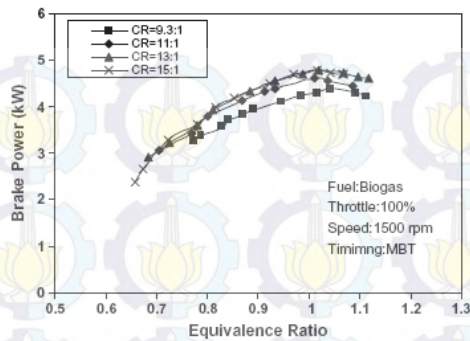
c. Grafik Excess ratio Vs. CO Emission

d. Grafik Excess ratio Vs. NO_x Emission

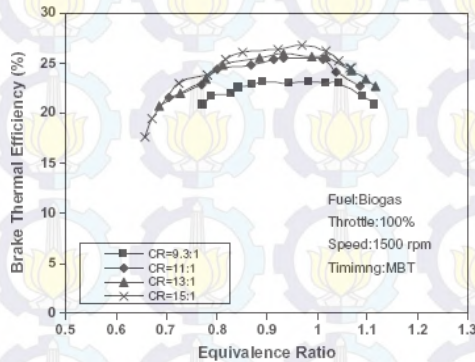
Gambar 2.12 Grafik Hasil Eksperimen J. Zhao et al. [6]

Penelitian yang dilakukan oleh E. Porpatham et al. [7] dengan tujuan untuk mengetahui efek dari rasio kompresi dan rasio ekivalensi (λ) terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang SI *engine* empat langkah satu silinder berbahan bakar biogas. Variasi rasio kompresi yang digunakan yakni 9.3:1, 11:1, 13:1 dan 15:1, nilai rasio ekivalensi (λ) yang digunakan yakni 0,8 sampai 1,3 dengan jarak tiap nilai 0,1. Pengujian dilakukan pada putaran engine 1500 rpm dan dengan bukaan throttle 25% dan 100%. Parameter yang diukur pada penelitian ini adalah daya, efisiensi thermal, dan emisi gas buang yang dihasilkan.

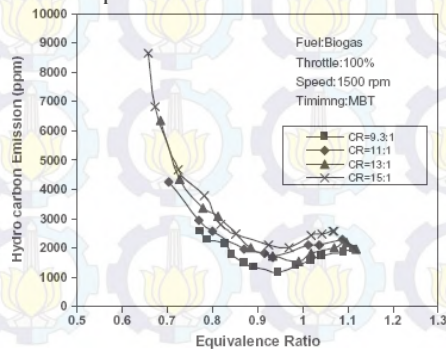
Hasil eksperimental yang diperoleh pada penelitian ini seperti yang terlihat pada gambar 2.13 yaitu daya yang dihasilkan *engine* akan meningkat dengan adanya kenaikan rasio kompresi. Efisiensi thermal yang dihasilkan oleh *engine* akan meningkat dengan adanya kenaikan rasio kompresi, efisiensi thermal terus mengalami kenaikan pada semua rasio kompresi saat nilai rasio ekivalensi 0,6 sampai 1 kemudian mulai mengalami penurunan pada saat rasio ekivalensi 1,1. Emisi gas *hydrocarbon* yang dihasilkan oleh engine awalnya sangat tinggi pada saat nilai rasio ekivalensi 0,6 kemudian terus mengalami penurunan dengan bertambahnya nilai rasio ekivalensi. Nilai emisi gas *nitric oxide* pada awalnya terus mengalami kenaikan sampai nilai rasio ekivalensi 1, kemudian kembali menurun dengan bertambahnya nilai rasio ekivalensi. Emisi gas karbon monoksida yang dihasilkan engine sangat rendah untuk rasio ekivalensi sampai 1, kemudian mengalami kenaikan yang sangat drastis. Tidak ada perbedaan signifikan emisi gas buang yang dihasilkan dengan meningkatnya rasio kompresi pada *engine*.



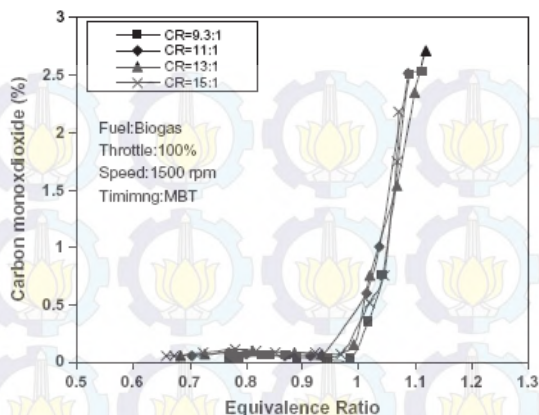
a. Grafik Equivalence ratio Vs. Brake Power



b. Grafik Equivalence ratio Vs. Brake Power



c. Grafik Equivalence ratio Vs. HC Emission

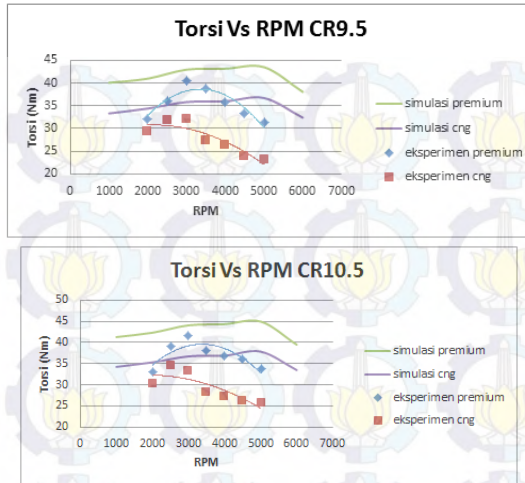


d. Grafik Equivalence ratio Vs. CO emission

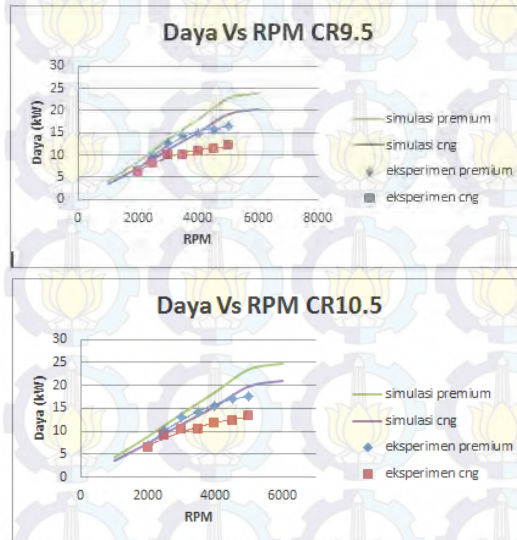
Gambar 2.13 Grafik Hasil Eksperimen E. Porpatham et al. [7]

Penelitian yang dilakukan oleh L. Raymond [8] dengan tujuan untuk mengetahui efek rasio kompresi terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* sinjai 650 cc berbahan bakar premium dan CNG. Penelitian dilakukan secara eksperimental dan simulasi menggunakan *software lotus engine simulation*. Variasi rasio kompresi yang digunakan yaitu 9:1 dan 10:1. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 5000 sampai 2000 rpm. Parameter yang diukur adalah torsi, daya, konsumsi bahan bakar, efisiensi thermal, suhu operasional mesin dan emisi gas buang.

Hasil eksperimental yang diperoleh dari penelitian ini seperti yang terlihat pada gambar 2.14 yaitu dengan menaikkan nilai rasio kompresi, maka unjuk kerja *engine* akan meningkat. Namun perlu dilakukan analisa terlebih dahulu untuk memperhitungkan rasio kompresi yang mampu diterima oleh *engine*. Hasil unjuk kerja *engine* dengan metode simulasi lebih baik jika dibandingkan dengan eksperimental. Untuk suhu operasional mesin didapatkan bahwa dengan naiknya putaran *engine* maka suhu operasional mesin terus meningkat.



a. Grafik Rpm Vs. Torsi (N.m) Rasio Kompresi 9.5 dan 10.5



b. Grafik Rpm Vs. Daya (N.m) Rasio Kompresi 9.5 dan 10.5

Gambar 2.14 Grafik Hasil Eksperimental dan simulasi
L.Raymond [8]

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimental. Pengujian dilakukan terhadap *engine* sinjai dua silinder empat langkah dengan kapasitas 650 cc *bi-fuel*, yaitu menggunakan bahan bakar *gasoline* dan *vigas*. Pada penelitian ini diberikan variasi berupa penambahan rasio kompresi dan variasi nilai rasio ekivalensi bahan bakar pada *engine* sinjai. Besarnya variasi rasio kompresi yaitu 9:1 (standard), 10:1. Dan besarnya nilai rasio ekivalen yaitu 1, 0.9, 0.8, 0.7. Proses pengujian akan dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Hasil yang diharapkan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan besaran rasio kompresi dan rasio ekivalen yang menghasilkan unjuk kerja terbaik yang dinyatakan dalam: torsi, daya, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris dan emisi gas buang.

3.1 Engine Test

Engine yang digunakan dalam penelitian ini adalah *engine gasoline* 4 langkah 2 silinder dengan kapasitas engine 650 cc seperti yang terlihat pada gambar 3.1. Berikut spesifikasi engine sinjai :



Gambar 3.1 *Engine* Sinjai 650 cc

- Model : SINJAI
- Jumlah silinder : 2 silinder segaris
- Pendinginan *engine* : Pendingin cairan
- Diameter x langkah : 76 x 71 mm
- Rasio kompresi : 9,0 : 1
- Daya maksimum : 18 kW / 4500 rpm
- Torsi maksimum : 49 N.m / 3300 rpm
- Putaran idle : 900 ± 50 rpm
- Volume langkah : 0,322 liter per silinder
- Valve timing
 - Katup masuk membuka : 25° BTDC
 - Katup masuk menutup : 43° ABDC
 - Katup buang membuka : 53° BBDC
 - Katup buang menutup : 15° ATDC
 - Celah katup masuk : 0,15 ± 0,2 mm (*cold*)
0,09 ± 0,2 mm (*hot*)
 - Celah katup buang : 0,25 ± 0,2 mm (*cold*)
0,18 ± 0,2 mm (*hot*)

3.2 Alat ukur

Alat ukur adalah suatu peralatan yang sangat diperlukan didalam pengujian untuk mengetahui nilai pada parameter-parameter yang akan dicari nilainya melalui pengukuran tersebut. Adapun alat ukur yang digunakan selama pengujian ini terdiri dari:

1. Waterbreak Dynamometer
2. Software Autogasitalia Suite PJ+
3. Gas Flow Meter
4. Tabung ukur bahan bakar
5. Pitot Static Tube
6. Gas Analyzer

3.3 Bahan Bakar

1. Bahan Bakar Premium

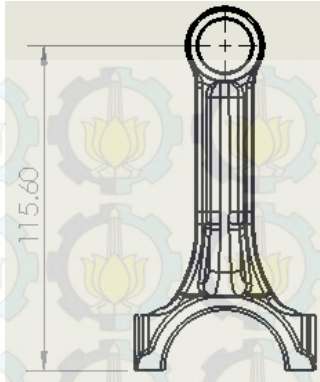
Bahan bakar premium yang digunakan diproduksi oleh PERTAMINA dan dijual bebas dipasaran. Adapun spesifikasi bahan bakar tersebut seperti yang tercantum dalam lampiran.

2. Bahan Bakar Vigas

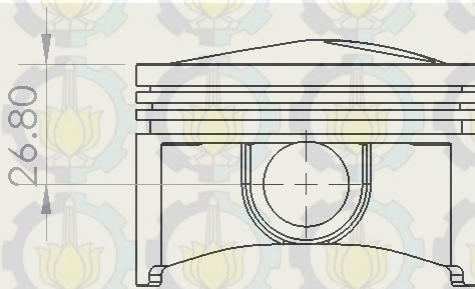
Bahan bakar vigas yang digunakan diproduksi oleh PERTAMINA dan dijual bebas dipasaran. Adapun spesifikasi bahan bakar tersebut seperti yang tercantum dalam lampiran.

3.4 Variasi Rasio Kompresi

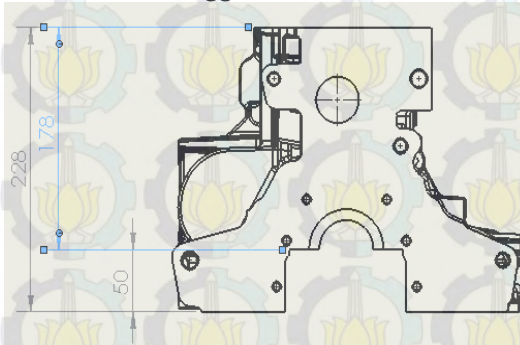
Pada penelitian kali ini, akan dilakukan penambahan nilai rasio kompresi pada *engine* sinjai 650 cc. Sebelumnya telah dilakukan desain dan perhitungan terlebih dahulu agar dapat meningkatkan nilai rasio kompresi dari kondisi standard, seperti yang terlihat pada gambar 3.2, gambar 3.3 dan gambar 3.4. Faktor-faktor yang dapat mempengaruhi nilai rasio kompresi berupa perubahan piston standard dengan *piston racing* (sudah dilakukan perubahan pada *dome piston*), kemudian merubah tebal gasket *cylinder head* pada ruang bakar dan melakukan pemaprasan pada *cylinder head* agar mengurangi besarnya volume ruang bakar. Berikut beberapa dimensi ruang bakar *engine* sinjai 650 cc.



Gambar 3.2 Panjang connecting Rod



Gambar 3.3 Tinggi Piston Dari Titik Pusat



Gambar 3.4 Tinggi Cylinder Block Dari Pusat Crank Shaft

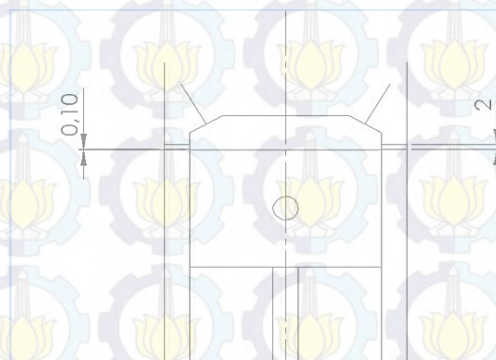
Dengan adanya referensi ketiga gambar diatas dan juga telah diketahui bahwa langkah (stroke) piston sebesar 71 mm. Sehingga dapat dilakukan perhitungan *deck clearance* sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Deck Clearance} = & \\ & \text{Tinggi Cylinder Block dari Pusat Crank shaft} - \\ & \text{Tinggi Piston dari Titik Pusat} - \\ & \text{Panjang Connecting Rod} - \left(\frac{\text{Langkah Piston}}{2} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Deck Clearance} & \\ & = 178 \text{ mm} - 26.8 \text{ mm} - 115.6 \text{ mm} \\ & \quad - \left(\frac{71 \text{ mm}}{2} \right) \end{aligned}$$

$$\text{Deck Clearance} = 0.1 \text{ mm}$$

Sehingga bisa dilihat seperti pada gambar 3.5 bahwa *deck clearance* sebesar 0,1 mm.



Gambar 3.5 Ukuran Standard Ruang Bakar

Penambahan rasio kompresi yang dilakukan dalam penelitian ini yaitu dengan metode perubahan tebal gasket *cylinder head* pada ruang bakar dan melakukan sedikit pemaprasan pada *cylinder head*. Karena perubahan tebal *gasket*

cylinder head merupakan metode yang paling mudah dilaksanakan dan dapat dikembalikan kedalam bentuk standard dengan lebih mudah. Kemudian dapat dilakukan perhitungan volume silinder dengan dimensi diameter piston 76 mm dan langkahnya 71 mm. Sehingga didapatkan nilai volume silinder seperti dibawah ini:

$$V_L = \frac{\pi}{4} x D^2 x S$$

$$V_L = \frac{\pi}{4} x (7,6cm)^2 x 7,1 cm$$

$$V_L = 322,089 cc$$

Kemudian dapat dilakukan perhitungan *compressed volume* (Vc) pada *engine*. Dengan hasil perhitungan volume silinder yang sudah didapat sebelumnya maka akan didapatkan nilai Vc seperti dibawah ini:

$$CR = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

$$9 = \frac{322,089 + V_c}{V_c}$$

$$9 V_c = 322,089 + V_c$$

$$8 V_c = 322,08$$

$$V_c = 40,26 cc$$

Dapat diketahui bahwasannya *compressed volume* (Vc) dipengaruhi juga dengan volume gasket *cylinder head*, *deck clearance* dan volume pada ruang bakar (Vr). Dimana diketahui tebal gasket *cylinder head* sebesar 2 mm.

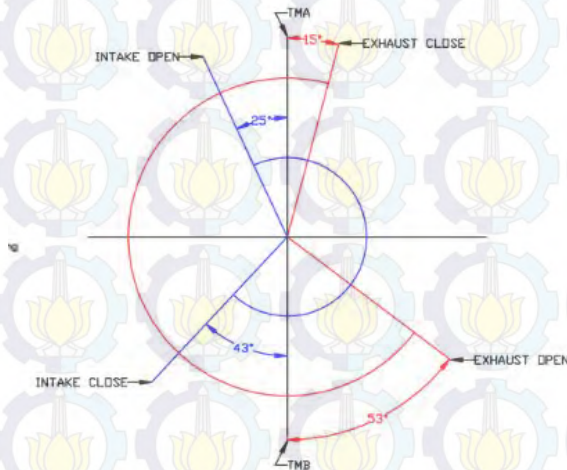
$$V_c = \text{Gasket Cylinder Head} + \text{Deck Clearance} + \text{Combustion Chamber}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{gasket}\right) + \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{deck}\right) + V_r$$

$$40.26 \text{ cc} = \left(\frac{\pi}{4} \times (7.6 \text{ cm})^2 \times 0.2 \text{ cm} \right) + \left(\frac{\pi}{4} \times (7.6 \text{ cm})^2 \times 0.01 \text{ cm} \right) + V_r$$

$$\begin{aligned} 40.26 \text{ cc} &= 9.073 \text{ cc} + 0.453 \text{ cc} + V_r \\ V_r &= 30.734 \text{ cc} \end{aligned}$$

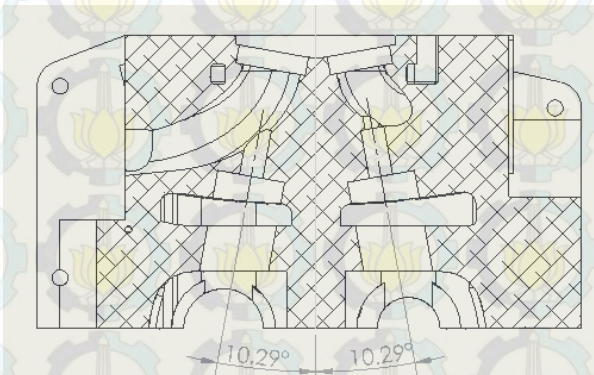
Dengan diketahui volume gasket *cylinder head*, *deck clearance* dan volume ruang bakar. Kemudian dilakukan perhitungan seberapa besar variasi ukuran yang bisa dilakukan dalam pemaprasan *cylinder head*. Pada gambar 3.6 dan 3.7 telah dilakukan visualisasi putaran camshaft standard. Dan pada gambar 3.8 dan gambar 3.9 dapat dilihat sudut katup hisap dan katup buang pada kedudukan *cylinder head* dan *clearance* dari katup hisap dan katup buang dari *cylinder head*.



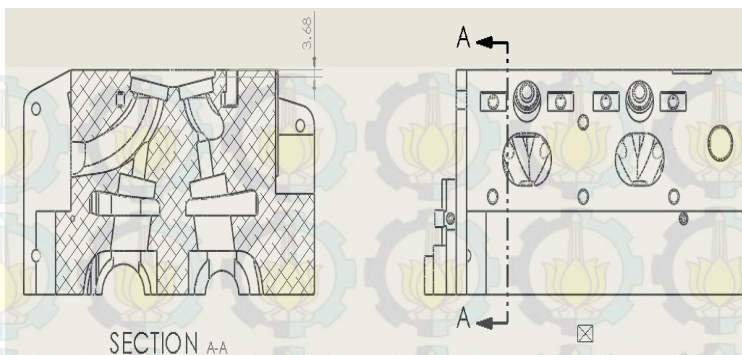
Gambar 3.6 Camshaft Standard

degree of crankshaft	degree of camshaft	cam-lift (mm)	
		IN	EX
308	154	16.395	18.391
312	156	16.395	18.134
316	158	16.395	17.898
320	160	16.395	17.682
324	162	16.395	17.485
328	164	16.395	17.306
332	166	16.395	17.144
336	168	16.407	17
340	170	16.43	16.871
344	172	16.466	16.759
348	174	16.517	16.663
352	176	16.582	16.517
356	178	16.663	16.466
360	180	16.759	16.43

Gambar 3.7 Lift Pada Katup *Intake* dan *Exhaust*



Gambar 3.8 Sudut Katup *Intake* dan *Exhaust* dari Dudukan *Cylinder Head*



Gambar 3.9 *Clearance* Katup Dari Permukaan *Cylinder Head*

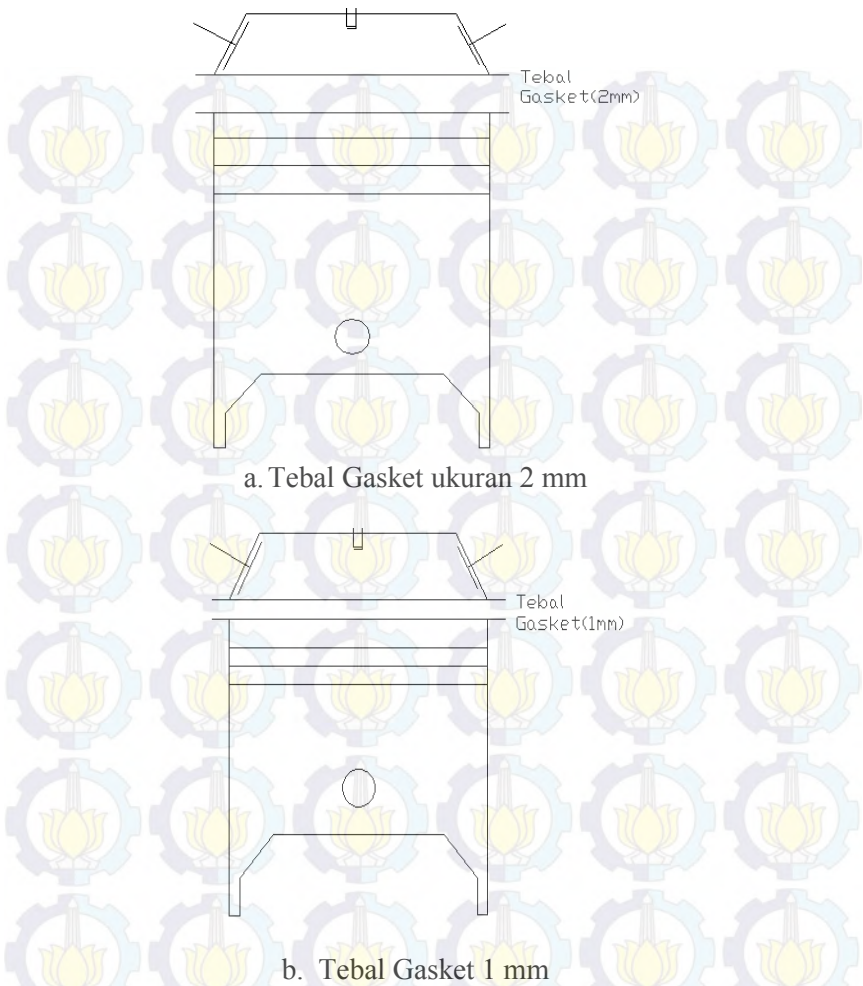
Diketahui bahwa katup *exhaust* membuka pada sudut 53° pada langkah buang sehingga katup *intake* akan membuka sebesar $= 16.759 \text{ mm} - 16.395 \text{ mm} = 0.364 \text{ mm}$. Kemudian diproyeksikan terhadap sudut dudukan katup *intake* dengan *cylinder head* $= 0.364 \times \cos 10.29^{\circ} = 0.358 \text{ mm}$. Maka bisa diketahui besaran dimensi yang dapat divariasikan agar dapat merubah nilai rasio kompresi.

*Variasi Ukuran = Valve Clearance + Deck Clearance –
Dudukan Katup*

Variasi Ukuran = 3.68 mm + 0.1 mm – 0.358 mm

Variasi Ukuran = 3.422 mm

Maka bisa diketahui perubahan tebal gasket *cylinder head* yang dibutuhkan sehingga bisa didapatkan nilai rasio kompresi sesuai dengan yang diinginkan. Untuk rasio kompresi 10:1 dilakukan dengan pengurangan tebal gasket *cylinder head* sebesar 1 mm seperti terlihat pada gambar 3.10.



Gambar 3.10 Metode Pengurangan Gasket *Cylinder Head*

$$V_c = \text{Gasket Cylinder Head} + \text{Deck Clearance} + \text{Combustion Chamber}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{gasket}\right) + \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{deck}\right) + V_r$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.1 \text{ cm} \right) + 0.453 \text{ cc} + 30,734 \text{ cc}$$

$$V_c = 4.536 \text{ cc} + 0.453 \text{ cc} + 30,734 \text{ cc}$$

$$V_c = 35.723 \text{ cc}$$

$$CR = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

$$CR = \frac{322,089 \text{ cc} + 35,723 \text{ cc}}{35,723 \text{ cc}}$$

$$CR = 10 : 1$$

Untuk rasio kompresi 11:1 bisa didapatkan dengan melakukan pemaprasan cylinder head sebesar 0,8 mm.

$$V_c = \text{Head Gasket space} + \text{Deck Clearence} \\ + \text{Combustion Chamber} \\ - \text{Volume Variasi Ukuran}$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{\text{gasket}} \right) + \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{\text{deck}} \right) + 28.22904 \text{ cc} \\ - \left(\frac{\pi}{4} x D^2 x t_{\text{variasi}} \right)$$

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.1 \text{ cm} \right) + \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.01 \text{ cm} \right) \\ + 30,734 \text{ cc} - \left(\frac{\pi}{4} x (7.6 \text{ cm})^2 x 0.0576 \text{ cm} \right)$$

$$V_c = 4.536 \text{ cc} + 0.453 \text{ cc} + 30.734 \text{ cc} - 3.629 \text{ cc}$$

$$V_c = 32.094 \text{ cc}$$

$$CR = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

$$CR = \frac{322.089 \text{ cc} + 32.094 \text{ cc}}{32.094 \text{ cc}}$$

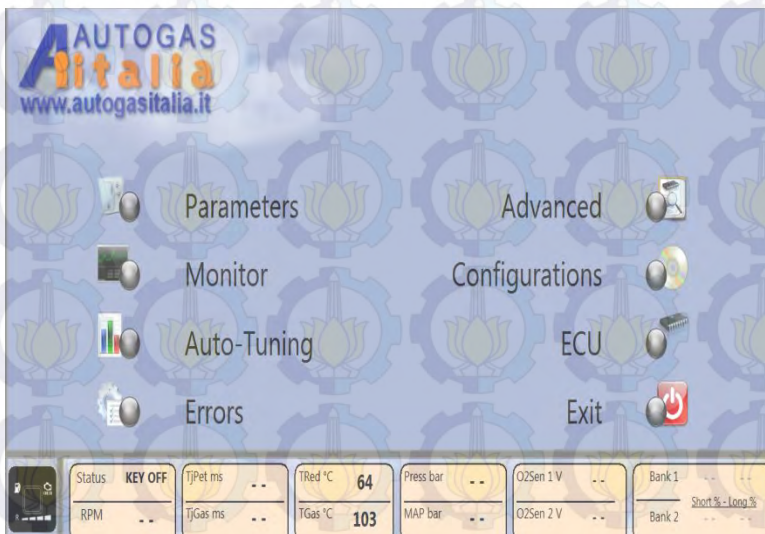
$$CR = 11 : 1$$

3.5 Variasi Rasio Ekivalen

Pada penelitian ini akan dilakukan pengaturan rasio ekivalen pada engine sinjai 650 cc. Variasi rasio ekivalen yang diharapkan pada penelitian ini yaitu 1, 0,9, 0,8 dan 0,7. Dimana rasio ekivalen didapatkan dari perbandingan nilai AFR stoikiometri dengan nilai AFR aktual.

$$\Phi = \frac{AFR \text{ Stoikiometri}}{AFR \text{ Aktual}}$$

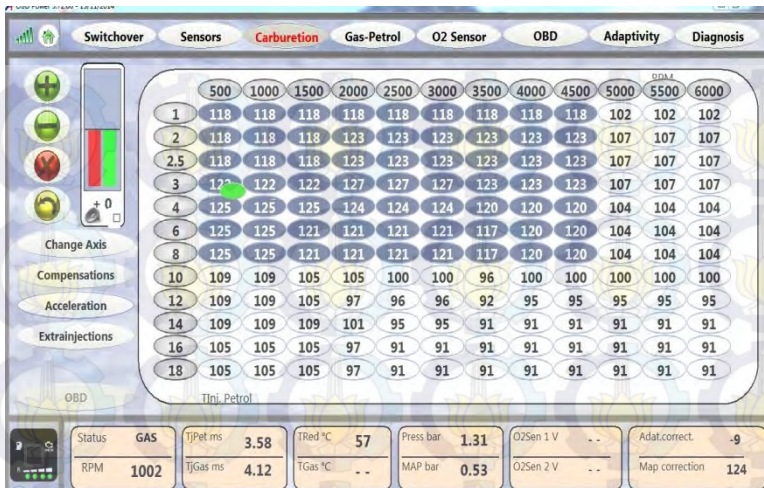
Dimana nilai AFR stoikiometri bahan bakar vigan adalah 15,5. Sehingga untuk mendapatkan nilai $\Phi = 1$ dibutuhkan nilai AFR aktual 15,5. Untuk nilai $\Phi = 0,9$ dibutuhkan nilai AFR aktual 17,1. untuk nilai $\Phi = 0,8$ dibutuhkan nilai AFR aktual 18,7 dan untuk nilai $\lambda = 0,7$ dibutuhkan nilai AFR aktual 20,2. Untuk mendapatkan nilai Φ seperti yang diharapkan, bisa didapatkan langsung melalui pengaturan pada software autogasitalia suite pj seperti yang terlihat pada gambar 3.11. Melalui software ini akan diteruskan pada ECU Gas, sehingga masukan AFR pada engine sesuai dengan yang diharapkan.



Gambar 3.11 Software Autogasitalia Suite PJ

Pengaturan nilai AFR aktual ini bisa dilaksanakan dengan melakukan perubahan jumlah aliran bahan bakar yang akan masuk ke dalam ruang bakar, seperti yang terlihat pada gambar 3.12. Pada software ini telah tersedia fitur carburetion yang bisa digunakan untuk mengatur jumlah bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar sesuai kebutuhan. Sebelum dilakukan pengaturan bahan bakar, dilakukan proses auto tuning terlebih dahulu. Auto tuning ini berfungsi untuk melakukan kalibrasi atau sinkronisasi antara ECU bensin dengan ECU vgas. Setelah proses ini selesai maka akan didapatkan prosentase nilai tekanan injektor bahan bakar vgas yang keluar sesuai dengan bahan bakar bensin.

Selanjutnya dapat dilaksanakan pengaturan jumlah bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar, pengaturan ini dapat dilaksanakan untuk setiap putaran mesin. Pengurangan atau penambahan jumlah bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar dapat dilaksanakan dengan menekan bagian (+) untuk menambah jumlah bahan bakar yang masuk dan (-) untuk mengurangi jumlah bahan bakar yang masuk. Setelah dilakukan pengurangan jumlah bahan bakar yang masuk untuk setiap putaran mesin, kemudian dilakukan pengecekan nilai AFR aktual dari *engine* dengan melihat pitot tube udara dan bahan bakar vgas.

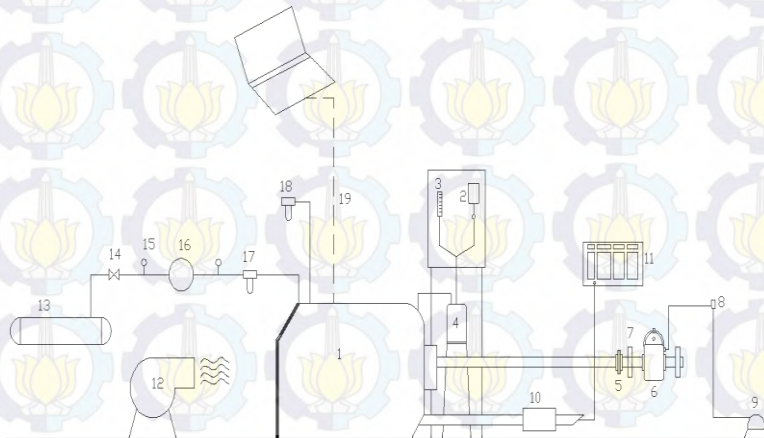


Gambar 3.12 Mekanisme Pengaturan Nilai AFR

3.6 Prosedur Pengujian

3.6.1 Skema Pengujian

Skema alat uji yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.13 dibawah ini.



Gambar 3.13 Skema Pengujian

Keterangan:

- | | |
|-------------------------|-----------------------|
| 1. Engine Sinjai 650 cc | 11. Gas Analyzer |
| 2. Tangki Bahan Bakar | 12. Blower |
| 3. Gelas ukur | 13. Tangki Vigas |
| 4. Pompa Bahan Bakar | 14. Valve |
| 5. Fix Coupling | 15. Pressure Gauge |
| 6. Waterbrake | 16. Pressure |
| 7. Pembaca Torsi | Regulator |
| 8. Load Valve | 17. Gas Flow Meter |
| 9. Pompa Air | 18. Pitot Static Tube |
| 10. Muffler | 19. Port USB |

3.6.2 Tahapan Pengujian

Pengujian akan dilakukan pada *engine* SINJAI 650 cc *single overhead camshaft direct injection* berbahan bakar *bi-fuel* (Premium – Vigas) dengan putaran mesin bervariasi. Tempat pengujian akan dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Untuk mendapatkan hasil pengujian yang tepat dan akurat, ada beberapa langkah yang harus dilakukan, yaitu:

A. Persiapan Pengujian

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik *engine*, minyak pelumas, sistem pendingin, sistem pemasukan bahan bakar dan sistem kelistrikan.
2. Memeriksa kondisi air yang digunakan untuk pembebanan *waterbrake dynamometer*.
3. Pengecekan terhadap alat ukur yang akan digunakan.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

B. Pengujian *Engine* pada *Waterbrake Dynamometer*

Percobaan dilakukan pada putaran *engine* yang bervariasi mulai dari 5000 rpm hingga 2000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan *waterbrake dynamometer* yang dikopel dengan poros *engine* SINJAI dengan menggunakan air yang disirkulasikan. Berikut langkah – langkah yang dilakukan:

1. Menghidupkan *engine* SINJAI pada putaran idle (± 950 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi temperature kerja optimum.
2. Melakukan *full open throttle*. Pada kondisi ini, *engine* akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
3. Alirkan air ke *waterbrake dynamometer* sampai putaran *engine* turun. Pengambilan data dilakukan ketika putaran *engine* stabil. Data yang diperoleh diantaranya, data putaran mesin (rpm), torsi (lbf.ft), waktu konsumsi bahan bakar (ml/second), emisi CO (% volume), emisi CO₂ (% volume), emisi HC (% volume), lambda (λ), temperatur gas buang (°C), temperatur mesin (°C) dan temperatur oli (°C).
4. Setelah pengambilan data selesai, beban yang dialirkan ditambah ke *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* akan turun kembali. Putaran *engine* yang diharapkan adalah 5000 rpm, 4500 rpm, 4000 rpm, 3500 rpm, 3000 rpm, 2500 rpm dan

2000 rpm dengan cara mengontrol aliran air yang melewati *waterbrake dynamometer*.

5. Pada setiap penurunan putaran *engine* dilakukan pengambilan data.
6. Lakukan kegiatan pada point 1 (satu) sampai 6 (enam) dengan variasi rasio kompresi 9:1, 10:1 dan variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8, 0.7.

C. Akhir Pengujian

1. Pengujian berakhir setelah semua data diperoleh dari hasil percobaan dengan variasi rasio kompresi dan rasio ekivalen.
2. Setelah pengujian selesai, katup pembebanan air di *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan.
3. Putaran *engine* diturunkan hingga kondisi *idle* (± 950 rpm).
4. Pada kondisi *idle*, *engine* dibiarkan hidup sekitar lima menit sebelum dimatikan.

3.7

Rancangan Eksperimen

Dari penelitian ini dengan menggunakan variasi rasio kompresi dan nilai rasio ekuivalensi tersebut maka nantinya pada setiap variasi yang dilakukan dapat diperoleh grafik antara lain:

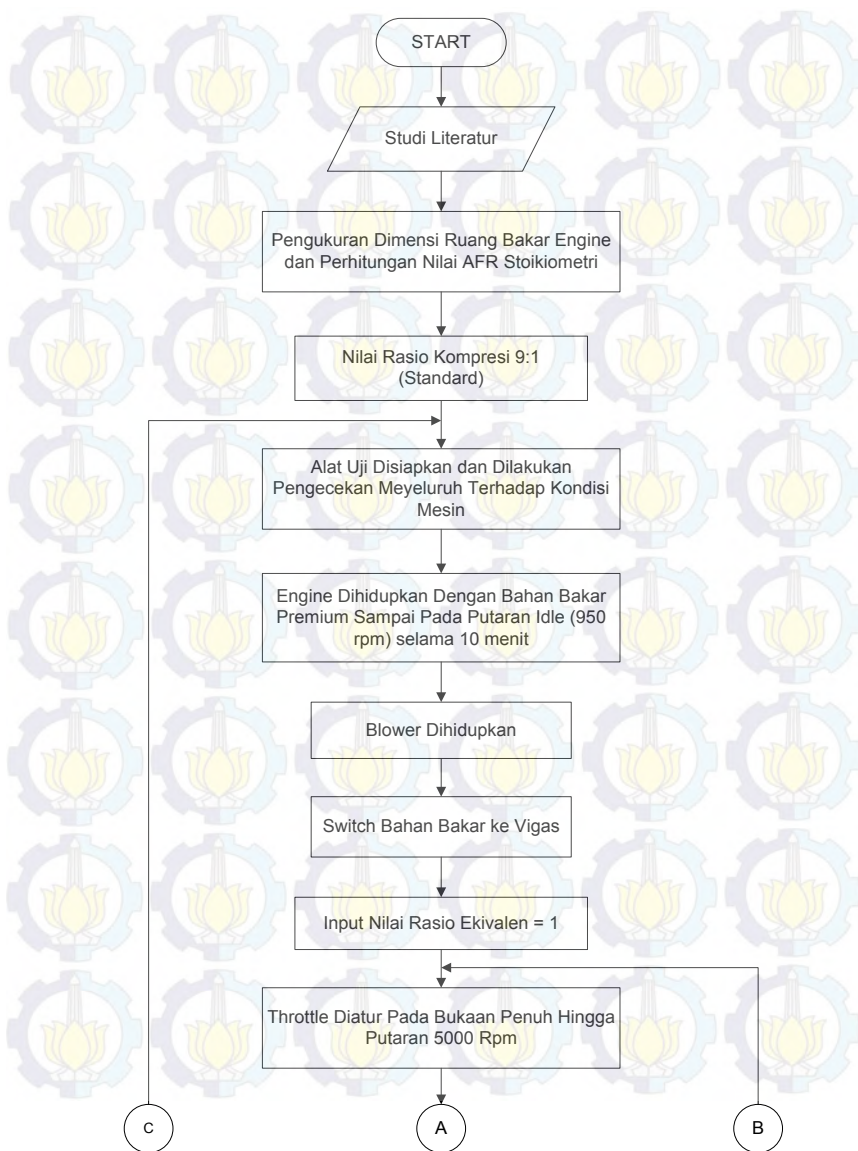
- a. Grafik antara putaran mesin dengan torsi.
- b. Grafik antara putaran mesin dengan daya.
- c. Grafik antara putaran mesin dengan emisi CO.
- d. Grafik antara putaran mesin dengan emisi CO₂.
- e. Grafik antara putaran mesin dengan emisi HC.
- f. Grafik antara putaran mesin dengan BMEP.
- g. Grafik antara putaran mesin dengan SFC.
- h. Grafik antara putaran mesin dengan efisiensi thermal.
- i. Grafik antara putaran mesin dengan efisiensi volumetris.

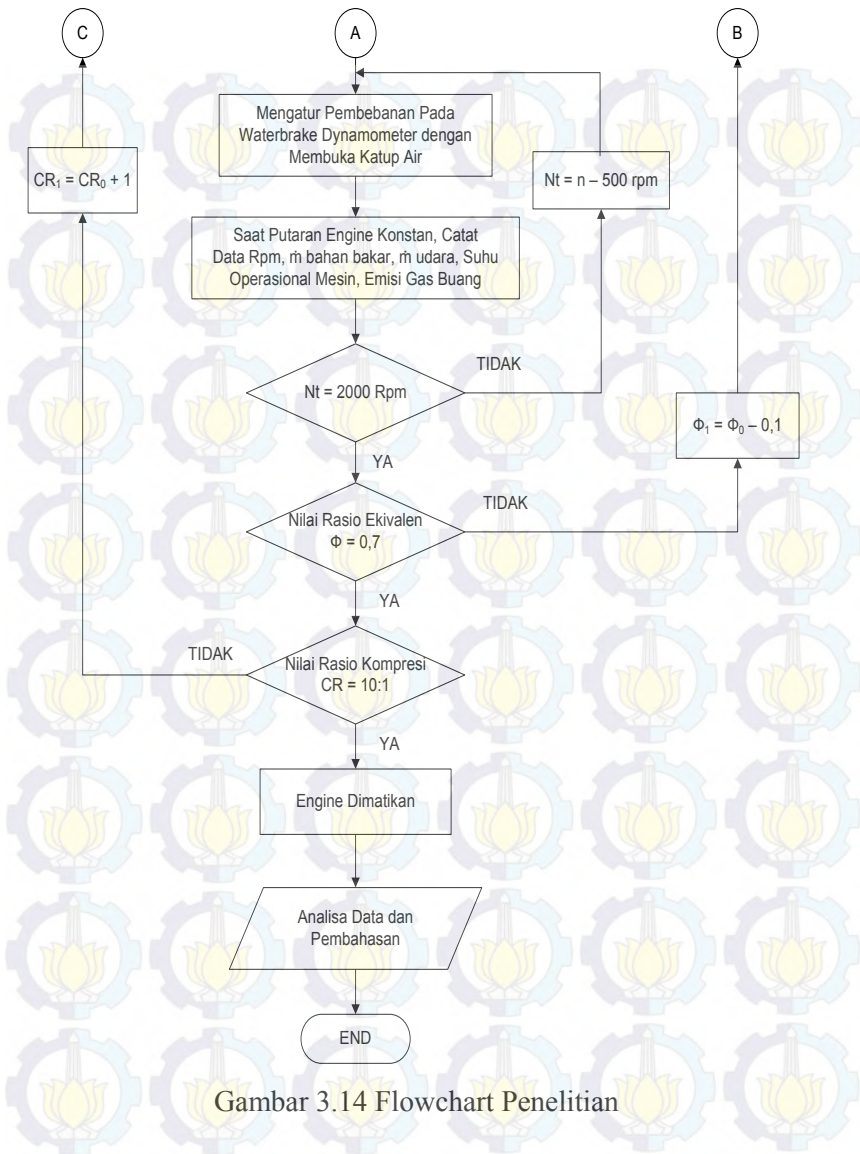
Pada percobaan ini ditetapkan beberapa parameter input dan output agar hasil penelitian sesuai dengan yang diharapkan. Adapun Parameter tersebut seperti yang tercantum dalam tabel 3.1 berikut.

Tabel 3.1 Parameter Input dan Parameter Output Penelitian

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Engine</i> Sinjai 650 CC berubah an bakar <i>bi-fuel</i> • Properties bahan bakar 	<ul style="list-style-type: none"> • Rasio Kompresi <ul style="list-style-type: none"> - 9 : 1 - 10 : 1 • Rasio Ekuivalensi <ul style="list-style-type: none"> - 1 - 0,9 - 0,8 - 0,7 • Putaran Mesin <ul style="list-style-type: none"> - 2000 - 2500 - 3000 - 3500 - 4000 - 4500 - 5000 	<ul style="list-style-type: none"> • Torsi • Emisi Gas Buang <ul style="list-style-type: none"> - CO - CO₂ - HC • \dot{m} bahan bakar • \dot{m} udara • Temperatur (⁰C) <ul style="list-style-type: none"> - Silinder Head - Blok Silinder - Pendingin - Oli - Pelumas - Gas Buang 	<ul style="list-style-type: none"> • Daya • η thermal • η volumetris • BSFC • BMEP

3.8 Flowchart Penelitian





Gambar 3.14 Flowchart Penelitian

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan analisa grafik yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dimaksud adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain torsi, daya, *bmp*, *sfc*, *effisiensi volumetris* dan *effisiensi thermal*. Adapun data hasil penelitian seluruhnya dapat dilihat pada lampiran.

4.1 Perhitungan Unjuk Kerja

Tujuan dari perhitungan yang dilakukan ini adalah untuk mengetahui nilai setiap unjuk kerja dari *engine* SINJAI 650 cc berbahan bakar bifuel (Premium – Vigas). Dalam penelitian ini ada parameter – parameter yang dihitung. Parameter tersebut adalah torsi, daya efektif (*bhp*), tekanan efektif rata – rata (*bmp*), konsumsi bahan bakar spesifik (*bsfc*), *effisiensi thermal*, dan *effisiensi volumetris*. Pada penelitian ini diberikan variasi berupa perbedaan rasio kompresi dan rasio ekivalen. Contoh perhitungan ini diambil pada data penelitian awal mesin dengan rasio kompresi 9 dan rasio ekivalen 1. Adapun data yang digunakan pada kondisi putaran mesin 3500 rpm.

4.1.1 Perhitungan Torsi

Adapun rumusan dari torsi adalah sebagai berikut :

$$\text{Torsi} = F \times R \text{ (N.m)}$$

Dimana : *F* = gaya tangensial (N)

R = panjang lengan *waterbrake dynamometer* (m)

Data gaya torsi pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar vigas dan dengan putaran *engine* 3500 rpm didapatkan nilai sebesar 8,7 kg. Lalu menggunakan rumus torsi dimana :

$$\text{Torsi} = F \times R$$

$$\text{Torsi} = m \times g \times R$$

$$\text{Torsi} = 8,7 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,35 \text{ m}$$

$$\text{Torsi} = 29,871 \text{ N.m}$$

4.1.2 Perhitungan Daya Efektif

Daya pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar vgas dengan putaran 3500 rpm dapat dihitung menggunakan rumus:

$$\text{Bhp} = 2 \times \pi \times n \times T / 1000 \quad (\text{kW})$$

Dimana : $T = \text{Torsi (N.m)}$

$n = \text{putaran poros waterbrake dynamometer (rps)}$

Data yang digunakan untuk menghitung daya adalah sebagai berikut :

- $\pi = 3,14$
- putaran poros *waterbrake dynamometer* =
 $3500 \text{ rpm} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 58,33 \text{ rps}$
- torsi = 29,871 N.m

$$\text{Bhp} = 2 \times \pi \times n \times T / 1000 \quad (\text{kW})$$

$$\text{Bhp} = 2 \times 3,14 \times 58,33 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 29,871 \text{ N.m} / 1000$$

$$\text{Bhp} = 10,953 \text{ kW}$$

4.1.3 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)

BMEP pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar vigas dengan putaran *engine* 3500 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$B_{mep} = \frac{bhp \times z}{A \times L \times n \times i}$$

Dimana :

Bhp = daya motor (kW)

A = Luas penampang torak (m²)

L = panjang langkah torak (m)

i = jumlah silinder

n = putaran mesin (rps)

Z = 2 (motor 4 langkah)

Data yang digunakan untuk menghitung tekanan efektif rata-rata adalah sebagai berikut :

- bhp = *brake horse power* = 10,953 kW
- D = diameter piston = 0,076 m
- L = panjang langkah piston = 0,071 m
- I = jumlah silinder = 2
- N = putaran mesin =
 $3500 \text{ rpm} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 58,33 \text{ rps}$
- Z = 2 (motor 4 langkah)

Dari data diameter piston diatas, dapat ditentukan luas permukaan piston, yaitu :

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} \times (0,076\text{m})^2 = 4,5342 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Selanjutnya untuk mencari BMEP :

$$B_{mep} = \frac{10,953 \text{ kW} \times 2}{0,004534 \text{ m}^2 \times 0,071 \text{ m} \times 58,33 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 2}$$

$$B_{mep} = 583,8 \text{ kPa} = 5,838 \text{ bar}$$

4.1.4 Perhitungan BSFC

Konsumsi spesifik bahan bakar pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar *vigas* dengan putaran *engine* 3500 rpm dapat dihitung menggunakan rumus:

$$S_{fc} = \frac{\dot{m}_{bb}}{b_{hp}}$$

Data yang digunakan untuk menghitung *specific fuel consumption* adalah sebagai berikut :

- $\dot{m}_{bb} = 0,00107 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $b_{hp} = \text{daya motor} = 10,953 \text{ kW}$

Menghitung konsumsi bahan bakar spesifik:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{b_{hp}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}}$$

$$bsfc = \frac{0,00107 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{10,953 \text{ kW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}}$$

$$bsfc = 0,3501 \frac{\text{kg}}{\text{kW.jam}}$$

4.1.5 Perhitungan Effisiensi Thermal

Effisiensi thermal pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar vigan dengan putaran *engine* 3500 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\eta_{th} = \left(\frac{bhp}{\dot{m}_{bb} \times Q_{in}} \right) \times 100\%$$

Data yang digunakan untuk menghitung efisiensi termal adalah sebagai berikut :

$$bhp = 10,953 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{\text{bahan bakar}} = 0,00107 \text{ kg/s}$$

$$Q_{in} = 46300 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \text{ (diketahui energi kalor bahan bakar vigan)}$$

$$\eta_{th} = \left(\frac{10,953 \text{ kW}}{0,00107 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 46300 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 22,206 \%$$

4.1.6 Perhitungan Effisiensi Volumetris

Effisiensi volumetris pada bahan bakar bensin dan rasio kompresi standar putaran 3000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus :

$$\eta_v = \left(\frac{2 \times \dot{m}_{udara}}{\rho_{udara} \times V_d \times n} \right) \times 100\%$$

Dimana :

$$\dot{m}_{udara} = \text{massa udara masuk} = 0,0163 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\rho_{udara} = \text{massa jenis udara} = 1,1763 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_d = \text{volume displacement} = \text{total piston} \times \text{stroke} \times A_{\text{piston}} \\ = 2 \times 0,071 \text{ m} \times 4,5342 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_d = 643,856 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

N = putaran mesin = 58,33 rps

$$\eta_v = \left(\frac{2 \times 0,0163 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,1763 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 643,856 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 58,33 \frac{\text{rev}}{\text{s}}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_v = 73,588 \%$$

4.2 Perhitungan Energi Dalam Satu Siklus Pembakaran

Dalam satu siklus pembakaran didalam ruang bakar, dapat dihitung jumlah energi atau jumlah kalor yang dapat dimanfaatkan oleh *engine* tersebut untuk menghasilkan unjuk kerja dalam satu siklus. Dalam satu siklus pembakaran dibutuhkan 4 langkah proses, atau dibutuhkan 2 putaran poros engkol. Sehingga jika diambil contoh pada putaran 4000 rpm, terdapat 2000 siklus pembakaran dalam satu menit. Berikut merupakan contoh perhitungan energi yang dapat dimanfaatkan dalam oleh *engine* untuk menghasilkan unjuk kerja:

- Putaran 4000 rpm = 2000 siklus pembakaran dalam 1 menit
- 1 siklus pembakaran = 0.03 s
- \dot{m} premium = 0,00124 Kg/s
- \dot{m} vigas = 0,00120 Kg/s
- LHV premium = 43000 KJ/Kg
- LHV vigas = 46000 KJ/Kg

Energi per siklus yang bisa dimanfaatkan oleh engine dengan bahan bakar premium

$$\begin{aligned} \text{Energi} &= \text{LHV premium} \times \dot{m} \text{ premium} \times \text{waktu 1 siklus pembakaran} \\ &= 43000 \text{ KJ/Kg} \times 0,00124 \text{ Kg/s} \times 0,03 \text{ s} \\ &= 1,599 \text{ KJ} \end{aligned}$$

Energi per siklus yang bisa dimanfaatkan oleh engine dengan bahan bakar vigas

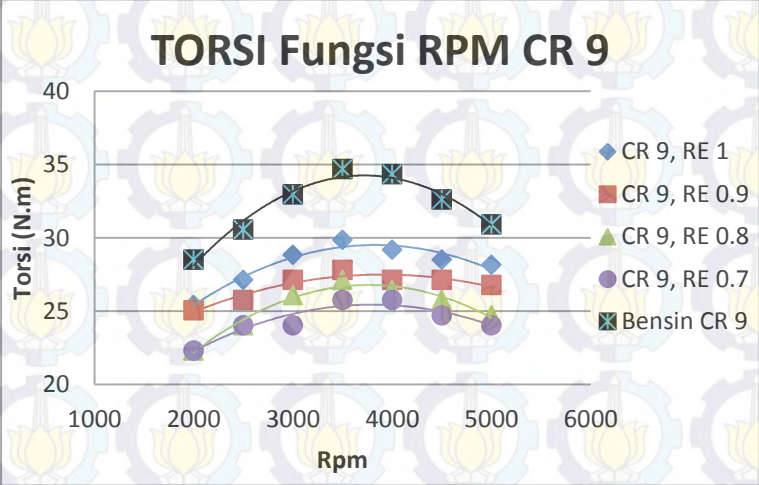
$$\begin{aligned}\text{Energi} &= \text{LHV premium} \times \dot{m} \text{ vigas} \times \text{waktu 1 siklus pembakaran} \\ &= 46000 \text{ KJ/Kg} \times 0,00120 \text{ Kg/s} \times 0,03 \text{ s} \\ &= 1,656 \text{ KJ}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas dapat dilihat nilai kalor atau energi yang dapat dimanfaatkan oleh engine masing – masing bahan bakar. Bahan bakar vigas memiliki energi yang sedikit lebih besar bila dibandingkan dengan premium, namun hasil unjuk kerja yang diperoleh dengan bahan bakar vigas lebih kecil daripada bahan bakar premium. Terdapat banyak faktor yang bisa menyebabkan hasil unjuk kerja vigas dibawah premium. Vigas memiliki angka oktan dan *auto ignition temperature* yang lebih tinggi dari premium, sehingga kemungkinan vigas bisa menghasilkan unjuk kerja yang lebih optimal diatas rasio kompresi 10. Kemudian juga vigas memiliki nilai *flame propagation speed* yang lebih kecil dari premium, sehingga supaya bisa didapatkan unjuk kerja yang lebih maksimal bisa dilakukan pengajuan *ignition timing* jika menggunakan bahan bakar vigas.

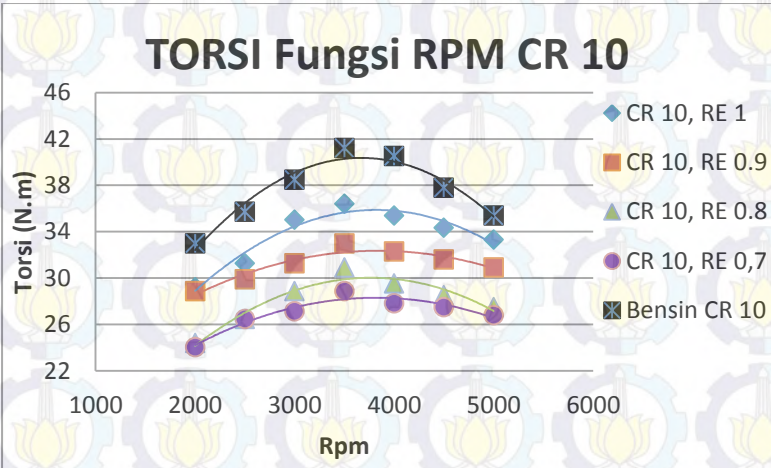
4.3 Analisa Unjuk Kerja Engine

Dalam penelitian ini akan membahas unjuk kerja berupa torsi, daya, tekanan efektif rata – rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris yang dipengaruhi oleh variasi rasio kompresi dan rasio ekivalen pada setiap putaran mesin (rpm).

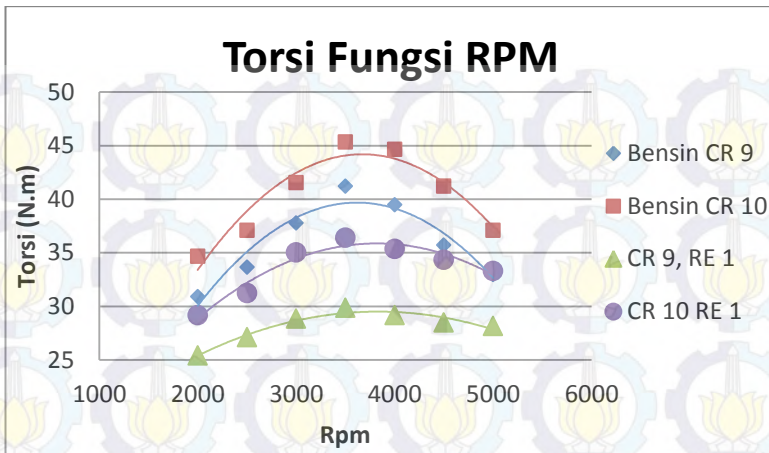
4.3.1 Grafik Torsi Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.1 Grafik Torsi fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10 (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.1 menunjukkan grafik torsi fungsi putaran mesin pada bahan bakar vigas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Terlihat dari grafik bahwa torsi maksimum untuk bahan bakar vigas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 29,871 N.m dan untuk rasio kompresi 10 adalah 36,395 N.m. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 27,811 N.m dan untuk rasio kompresi 10 adalah 32,962 N.m. Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 27,125 N.m dan untuk rasio kompresi 10 adalah 30,902 N.m. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 25,751 N.m dan untuk rasio kompresi 10 adalah 28,841 N.m.

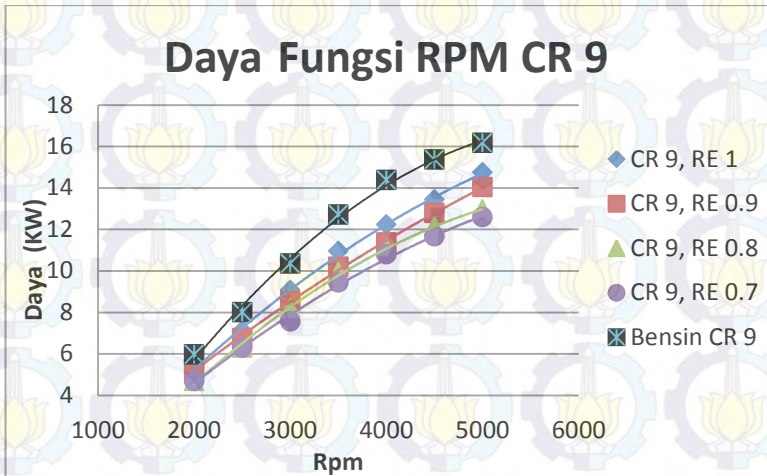
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran 3500, kemudian torsi mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran *engine*, maka

turbulensi aliran campuran udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi yang menyebabkan pencampuran udara dengan bahan bakar semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan semakin meningkat. Pada putaran *engine* yang terus meningkat diatas 3500 rpm akan terjadi *losses* panas yang semakin besar akibat gesekan, selain itu proses pembakaran terjadi sangat cepat sehingga sebagian bahan bakar tidak terbakar sempurna yang menyebabkan torsi yang dihasilkan semakin rendah.

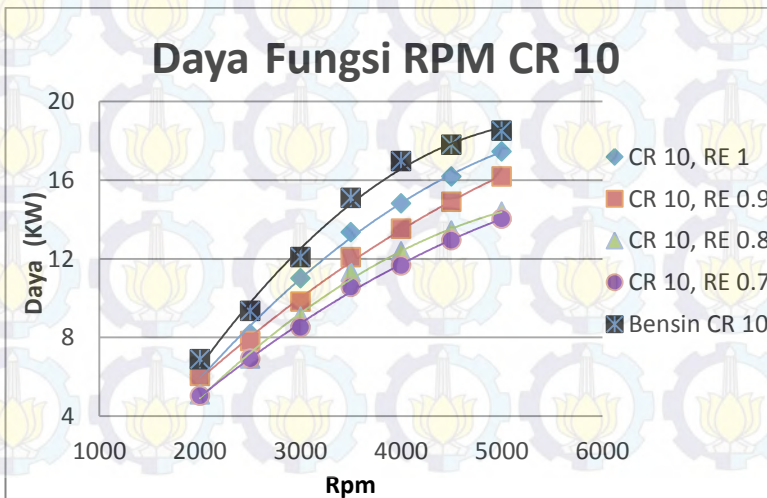
Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai torsi untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka torsi yang dihasilkan *engine* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan dengan campuran miskin bahan bakar dalam ruang bakar. Nilai kalor yang mampu diserap oleh *engine* juga semakin sedikit. Sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar tidak bisa optimal.

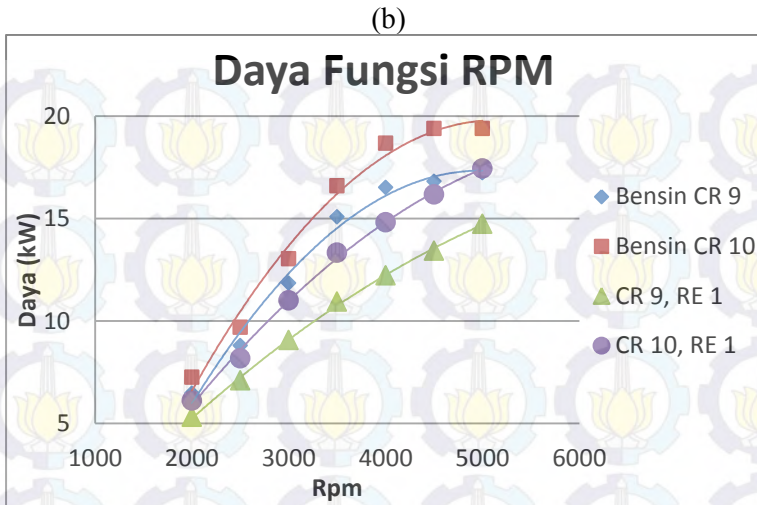
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai torsi yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka torsi yang dihasilkan akan semakin tinggi. Hal ini dikarenakan semakin besar rasio kompresi maka kenaikan tekanan dan suhu ketika campuran bahan bakar dan udara ditekan oleh piston semakin tinggi. Sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar semakin sempurna, kemudian torsi yang dihasilkan meningkat. Bahan bakar premium memiliki torsi yang lebih besar dari vigas, dikarenakan premium memiliki nilai kalor persatuan volume yang lebih besar. Sehingga bisa menghasilkan unjuk kerja torsi yang lebih optimal.

4.3.2 Grafik Daya Efektif Fungsi Putaran Mesin



(a)





(c)

Gambar 4.2 Grafik Daya fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.2 menunjukkan grafik daya fungsi putaran mesin pada bahan bakar vigas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Terlihat dari grafik bahwa daya maksimum untuk bahan bakar vigas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 14,748 kW dan untuk rasio kompresi 10 adalah 17,445 kW. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 14,028 kW dan untuk rasio kompresi 10 adalah 16,187 kW. Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 12,949 kW dan untuk rasio kompresi 10 adalah 14,388 kW. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 12,590 kW dan untuk rasio kompresi 10 adalah 14,028 kW.

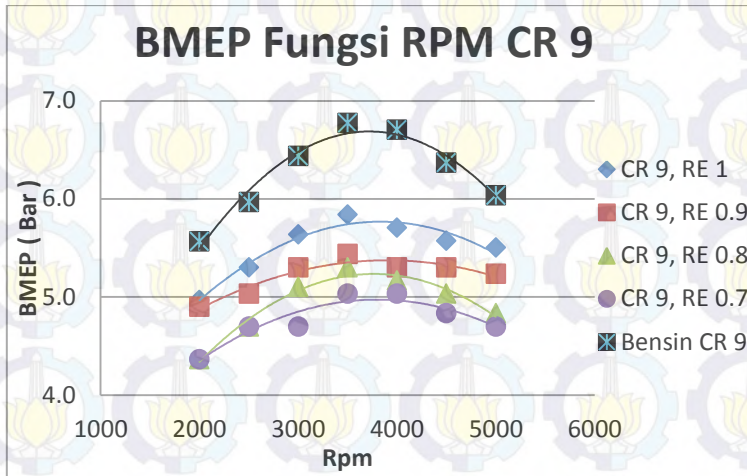
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan daya dari putaran rendah hingga mencapai daya maksimum pada putaran maksimum. Hal ini

dikarenakan semakin besar beban pengereman maka akan semakin besar torsi yang terjadi. Dan secara teoritis ketika putaran mesin meningkat, maka daya motor juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros.

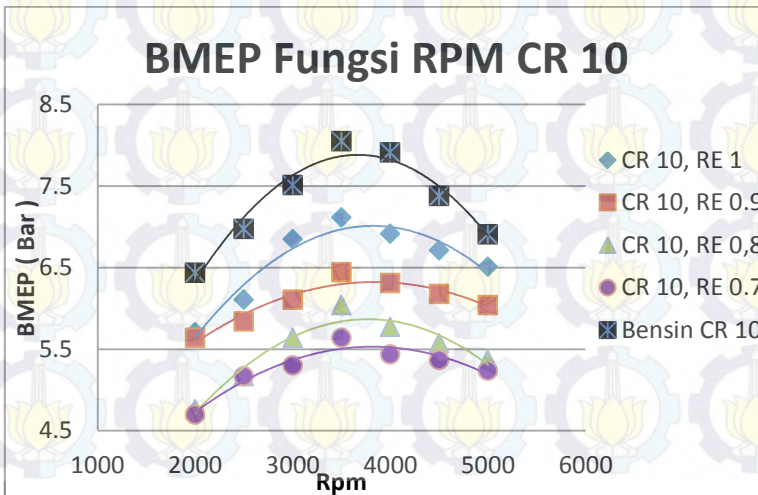
Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai daya untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka daya yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan dengan campuran miskin bahan bakar dalam ruang bakar. Nilai kalor yang mampu diserap oleh *engine* juga semakin sedikit. Sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar tidak bisa optimal.

Pada trendline grafik c menunjukkan nilai daya yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vlgas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka daya yang dihasilkan akan semakin tinggi. Hal ini dikarenakan semakin besar rasio kompresi maka kenaikan tekanan dan suhu ketika campuran bahan bakar dan udara ditekan oleh piston semakin tinggi. Sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar semakin sempurna, kemudian daya yang dihasilkan meningkat.

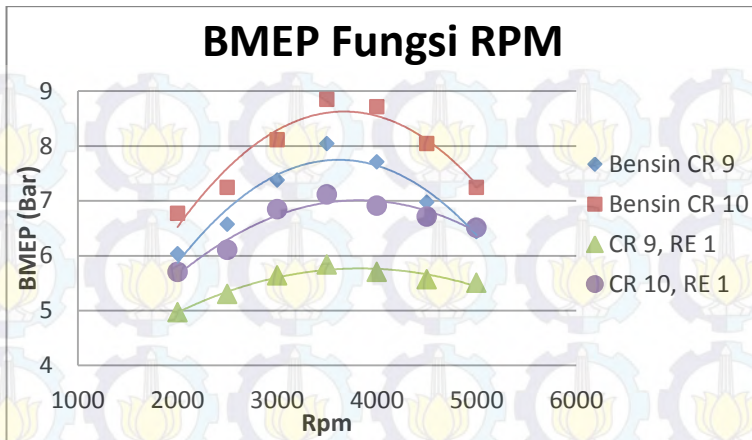
4.3.3 Grafik Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP) Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.3 Grafik BMEP fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.3 menunjukkan grafik tekanan efektif rata-rata fungsi putaran mesin pada bahan bakar vigas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Terlihat dari grafik bahwa tekanan efektif rata-rata maksimum untuk bahan bakar vigas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 5.838 bar dan untuk rasio kompresi 10 adalah 7,113 bar. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 5.435 bar dan untuk rasio kompresi 10 adalah 6,442 bar. Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 5,301 bar dan untuk rasio kompresi 10 adalah 5.771 bar. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 5,033 bar dan untuk rasio kompresi 10 adalah 5,637 bar.

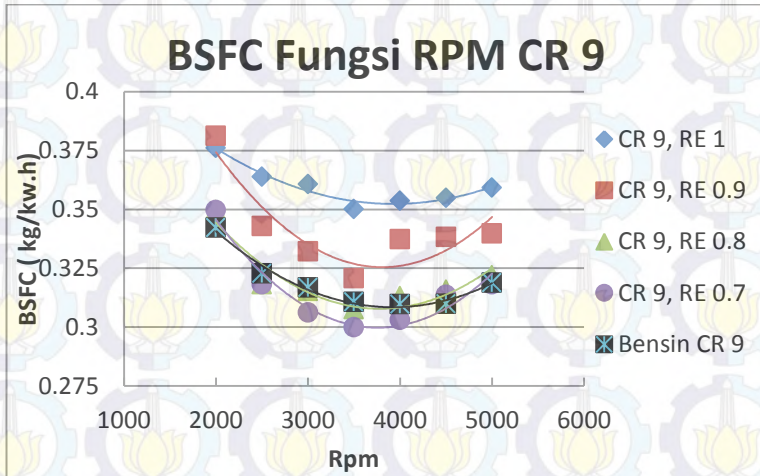
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan tekanan efektif rata-rata mulai dari putaran rendah hingga mencapai tekanan efektif rata-rata maksimum pada putaran 3500, kemudian tekanan efektif rata-rata mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Hal

ini terjadi karena tekanan dalam ruang bakar akan semakin meningkat dengan jumlah pembakaran yang terjadi. Namun setelah mencapai titik puncak tertentu akan menurun, karena ledakan yang dihasilkan pembakaran tidak hanya bermanfaat untuk menghasilkan daya, akan tetapi juga digunakan untuk mengatasi *losses-losses* yang terjadi.

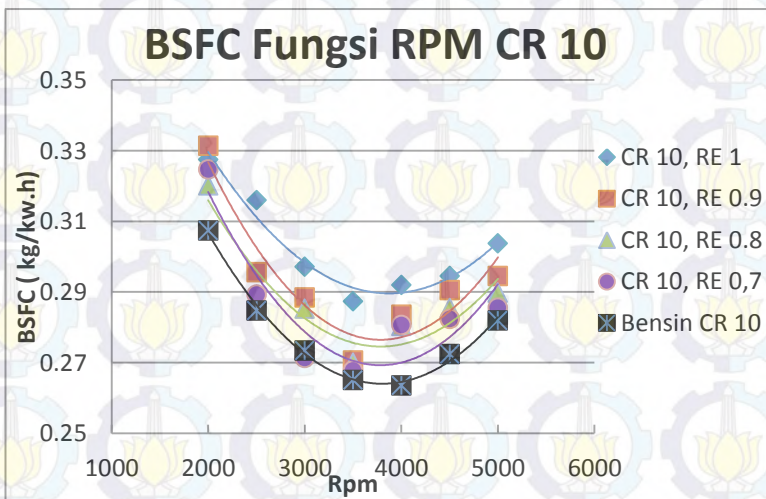
Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai tekanan efektif rata-rata untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan dengan campuran miskin bahan bakar dalam ruang bakar. Sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar tidak bisa optimal, dan ledakan yang dihasilkan pembakaran tidak bisa maksimal karena pembakaran yang tidak optimal.

Pada trendline grafik c menunjukkan nilai tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan akan semakin tinggi. Hal ini dikarenakan semakin besar rasio kompresi maka kenaikan tekanan dan suhu ketika campuran bahan bakar dan udara ditekan oleh piston semakin tinggi. Sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar semakin sempurna, kemudian ledakan yang dihasilkan pada proses pembakaran meningkat. Bahan bakar premium memiliki tekanan efektif rata – rata yang lebih besar dari vigas, dikarenakan premium memiliki nilai kalor persatuan volume yang lebih besar. Sehingga bisa menghasilkan unjuk kerja tekanan efektif rata – rata yang lebih optimal.

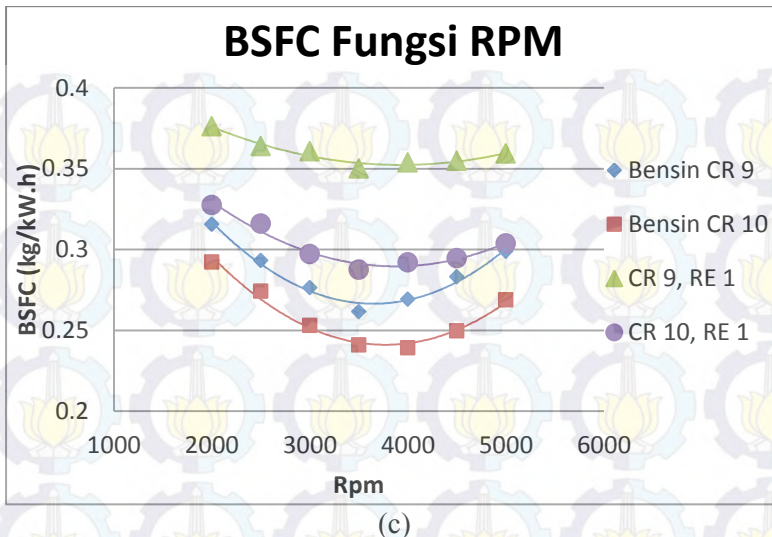
4.3.4 Grafik Konsumsi Spesifik Bahan Bakar (BSFC) Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



Gambar 4.4 Grafik BSFC fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.4 menunjukkan grafik konsumsi spesifik bahan bakar fungsi putaran mesin pada bahan bakar vgas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Terlihat dari grafik bahwa konsumsi bahan bakar spesifik minimum untuk bahan bakar vgas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 0,35014 kg/kW.hr dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,28738 kg/kW.hr. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 0,32072 kg/kW.hr dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,27061 kg/kW.hr. Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 0,3076 kg/kW.hr dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,27001 kg/kW.hr. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 0,29997 kg/kW.hr dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,26783 kg/kW.hr.

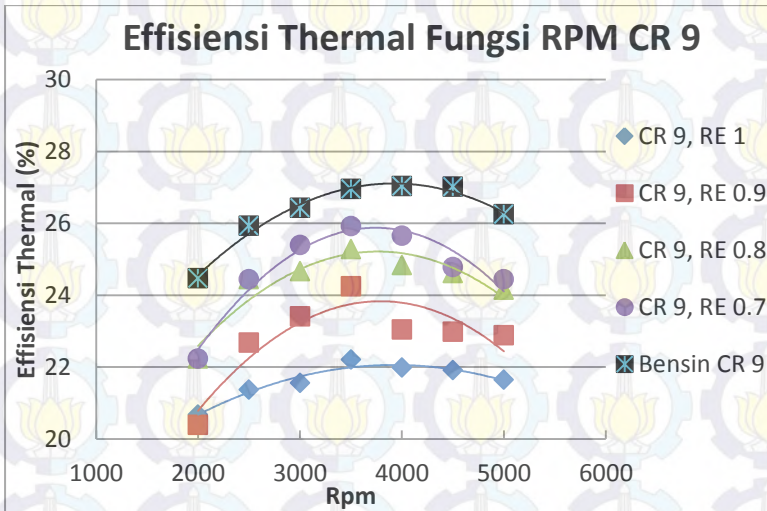
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren penurunan bsfc mulai dari putaran 2000 rpm

hingga mencapai bsfc optimum pada putaran 3500 rpm, kemudian bsfc mengalami kenaikan pada putaran yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan ketika putaran tinggi maka dimungkinkan pembakaran yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam ruang bakar atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar didalam ruang bakar (*unburnt fuel*). *Unburnt fuel* inilah yang terbuang dan tidak menjadi energi yang berguna, sehingga menyebabkan naiknya pemakaian bahan bakar spesifik.

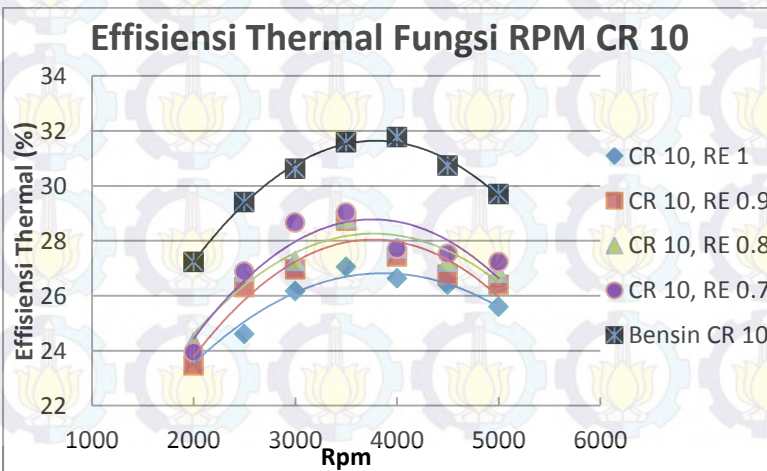
Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai bsfc untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka bsfc yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan dengan campuran miskin bahan bakar dalam ruang bakar. Sehingga semakin sedikit kemungkinan bahan bakar belum terbakar didalam ruang bakar, yang menyebabkan turunnya pemakaian bahan bakar spesifik.

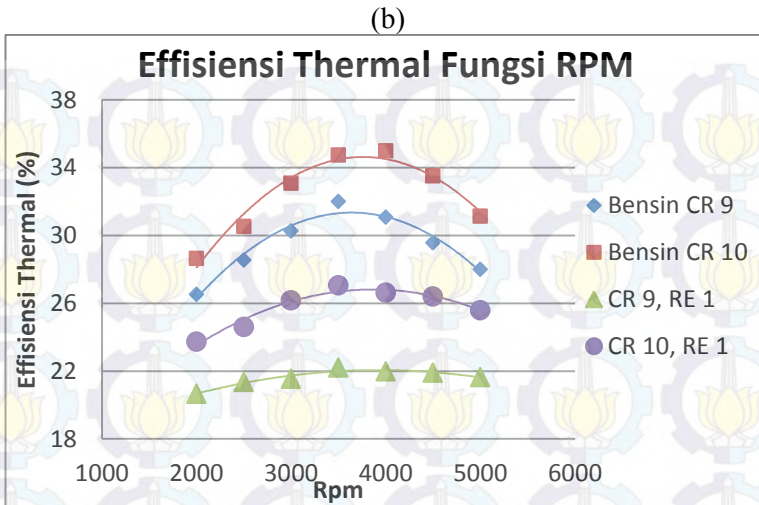
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai bsfc yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka bsfc yang dihasilkan akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan semakin besar rasio kompresi maka kenaikan tekanan dan suhu ketika campuran bahan bakar dan udara ditekan oleh piston semakin tinggi. Sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar semakin sempurna, yang menyebabkan turunnya pemakaian bahan bakar spesifik. Bahan bakar premium memiliki nilai bsfc yang lebih rendah dari vigas, dikarenakan premium memiliki nilai kalor persatuan volume yang lebih besar. Sehingga bisa menghasilkan unjuk kerja yang lebih optimal. Unjuk kerja *engine* yang lebih optimal ini menyebabkan pemakaian bahan bakar spesifik menjadi berkurang.

4.3.5 Grafik Effisiensi Thermal Fungsi Putaran Mesin



(a)





(c)

Gambar 4.5 Grafik Effisiensi Thermal fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.5 menunjukkan grafik efisiensi thermal fungsi putaran mesin pada bahan bakar vgas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Terlihat dari grafik bahwa efisiensi thermal maksimum untuk bahan bakar vgas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 22,206 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 27,056 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 24,243 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 28,733 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0,8 untuk rasio kompresi 9 adalah 25,277 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 28,797 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 25,92 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 29,03 %.

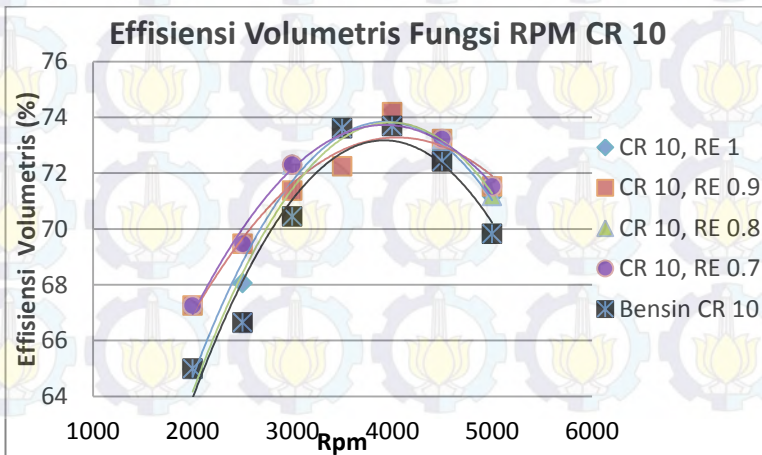
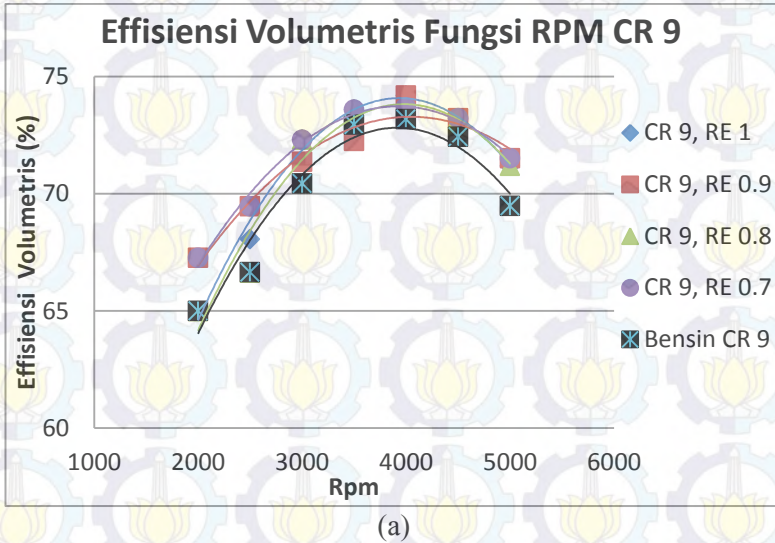
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan efisiensi thermal mulai dari putaran rendah hingga titik optimum pada putaran 3500 rpm, kemudian

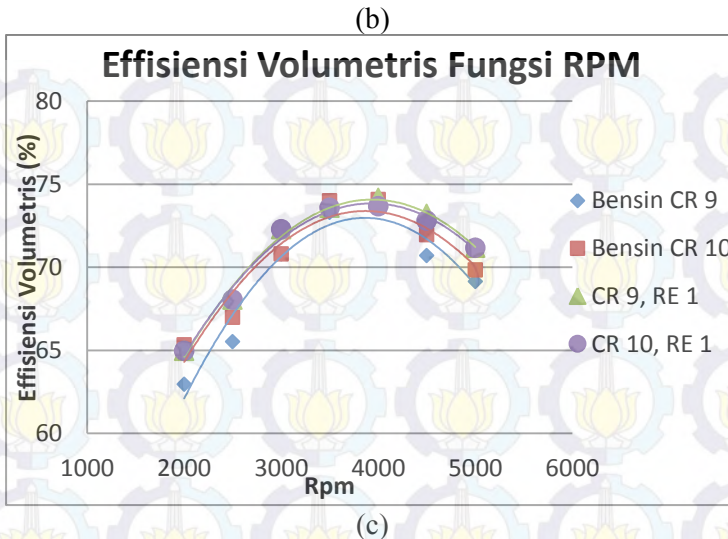
akan turun seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini dikarenakan pada saat putaran rendah maka pencampuran bahan bakar kurang optimal, sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Pada saat putaran 3500 rpm turbulensi bahan bakar dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik, sehingga didapatkan efisiensi yang tinggi. Pada putaran mesin yang sangat tinggi waktu terjadinya pembakaran sangat cepat sehingga pembakaran kurang optimal, yang menyebabkan efisiensi menurun.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai efisiensi thermal untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka efisiensi thermal yang dihasilkan engine akan semakin naik. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan dengan campuran miskin bahan bakar dalam ruang bakar. Campuran miskin bahan bakar ini yang menyebabkan pembakaran terjadi lebih optimal, karena tidak ada bahan bakar yang terbuang. Sehingga semakin sedikit kemungkinan bahan bakar belum terbakar didalam ruang bakar, yang menyebabkan naiknya efisiensi thermal.

. Pada trendline grafik c menunjukkan nilai efisiensi thermal yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vgas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka efisiensi thermal yang dihasilkan akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan semakin besar rasio kompresi maka kenaikan tekanan dan suhu ketika campuran bahan bakar dan udara ditekan oleh piston semakin tinggi. Semakin tingginya tekanan dan suhu ini akan menyebabkan naiknya efisiensi thermal dari mesin.

4.3.6 Grafik Efisiensi Volumetris Fungsi Putaran Mesin





Gambar 4.6 Grafik Effisiensi Volumetris fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.6 menunjukkan grafik efisiensi volumetris fungsi putaran mesin pada bahan bakar vigas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Terlihat dari grafik bahwa efisiensi volumetris maksimum untuk bahan bakar vigas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 74,181 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 73,671 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 74,181 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 74,181 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 73,671 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 73,671 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 73,671 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 73,671 %.

Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan efisiensi volumetris mulai dari

putaran rendah hingga titik optimum pada putaran 4000 rpm, kemudian akan turun seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini dikarenakan pada saat putaran rendah laju aliran udara bergerak lambat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara lambat. Dengan *camshaft* durasi rendah durasi *overlap* yang kecil mengakibatkan udara masuk ke silinder dengan baik karena tidak banyak udara yang terbuang sia-sia sehingga menghasilkan pemasukan udara yang baik sampai pada titik puncak putaran 4000. Saat putaran sangat tinggi laju aliran udara bergerak cepat, selain itu pergerakan mekanisme *engine* juga terjadi secara cepat dan durasi *overlap* yang besar. Sehingga ada sebagian udara yang terbuang.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, tidak ada perbedaan signifikan nilai efisiensi volumetris untuk masing-masing variasi rasio ekuivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekuivalen, efisiensi volumetris yang dihasilkan engine tidak ada perbedaan yang signifikan. Hal ini disebabkan karena tidak dilakukan perubahan pada mekanisme *camshaft*, sehingga udara yang masuk ruang bakar tidak ada perubahan signifikan.

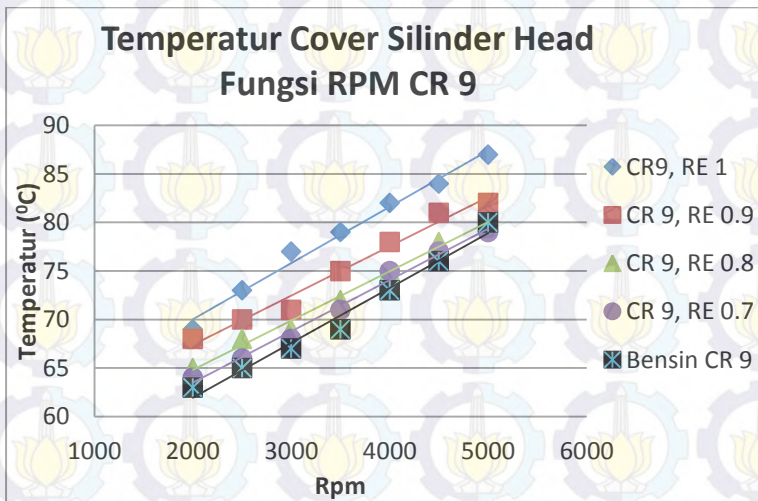
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai efisiensi volumetris yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka efisiensi volumetris yang dihasilkan tidak ada perubahan secara signifikan. Hal ini dikarenakan tidak dilakukan perubahan mekanisme *camshaft*, sehingga meskipun rasio kompresi berubah akan tetapi udara yang masuk ruang bakar tidak ada perubahan secara signifikan.

4.4 Analisa Grafik Kondisi Operasional *Engine*

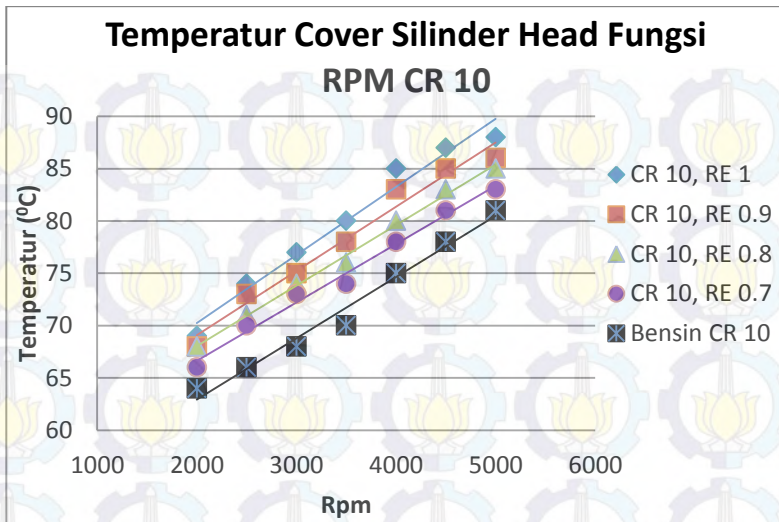
Suatu *engine* tidak hanya dapat menghasilkan unjuk kerja tetapi juga dapat menghasilkan informasi kondisi operasional *engine*. Kondisi operasional tersebut seperti temperatur pada *engine* (*head*, *block*, *exhaust*, pendingin, dan pelumas) dan emisi

gas buang (CO , CO_2 , HC). Dimana nilai dari operasional *engine* akan mempengaruhi dari hasil unjuk kerjanya dikarenakan apabila temperatur *engine* yang terlalu tinggi akan mempengaruhi viskositas dari pelumasnya dan menghasilkan *friction* yang berlebih sehingga menyebabkan panas yang terbuang lebih besar. Lalu pada emisi gas buang menunjukkan reaksi pembakaran yang terjadi di ruang bakar sesuai dengan stokiometri atau sebaliknya.

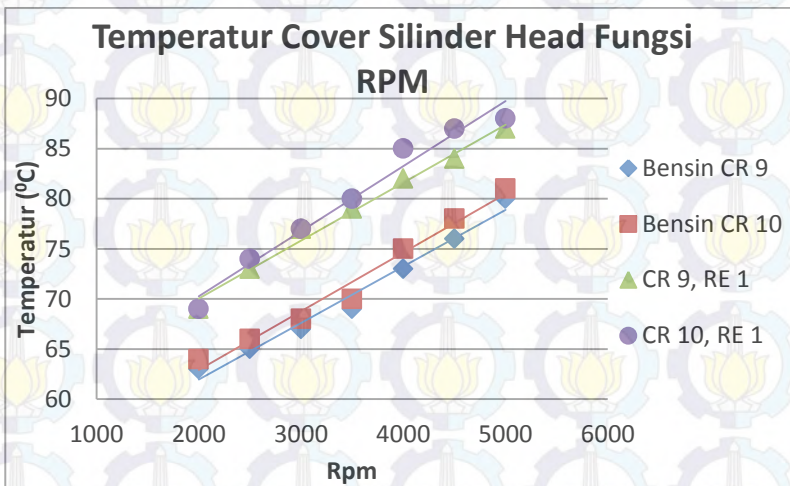
4.4.1 Grafik Temperatur Cover Silinder Head Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.7 Grafik Temperatur Silinder Head fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.7 menunjukkan grafik temperatur cover silinder head fungsi putaran mesin pada bahan bakar vgas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum untuk bahan bakar vgas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 87°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 81°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 82°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 80°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 80°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 79°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 79°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 78°C .

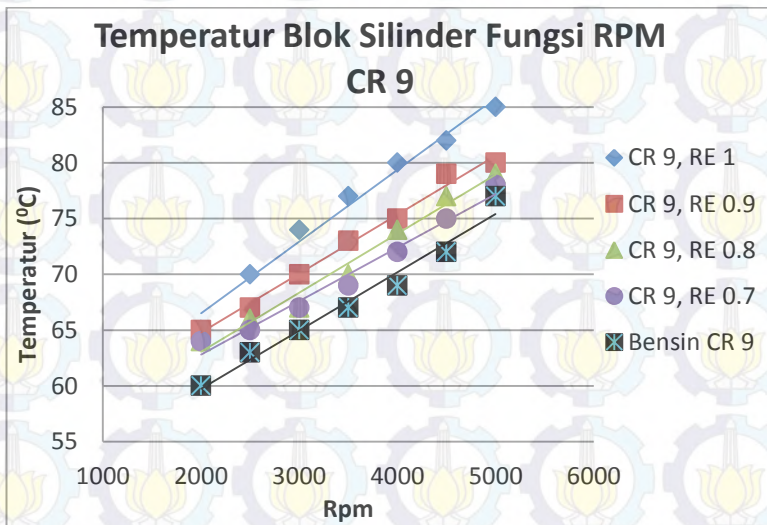
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan temperatur cover silinder head dari putaran rendah sampai putaran tinggi. Hal ini dikarenakan semakin meningkatnya putaran engine maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak sehingga akan meningkatkan temperatur *engine*.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai temperatur cover silinder head untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka temperatur silinder head yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin sedikit, sehingga temperatur silinder head menjadi menurun.

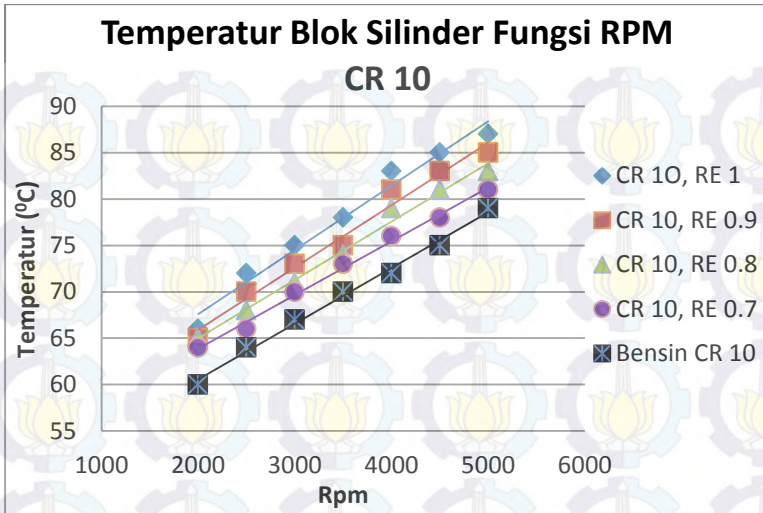
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai temperatur cover silinder head yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vgas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka temperatur silinder head yang dihasilkan akan mengalami sedikit kenaikan. Hal ini dikarenakan naiknya rasio kompresi akan menaikkan

temperatur kerja engine. Dan bila dibandingkan dengan bahan bakar premium, temperatur silinder head bahan bakar vgas lebih tinggi, hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* vgas yang lebih tinggi dari premium sehingga proses pembakaran bahan bakar vgas akan menaikkan temperatur *engine*.

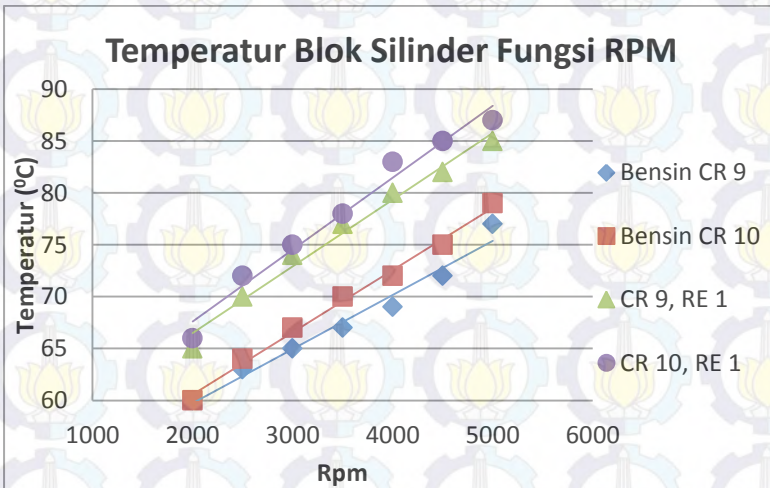
4.4.2 Grafik Temperatur Blok Silinder Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.8 Grafik Temperatur Blok Silinder fungsi RPM (a).
Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c).
Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.8 menunjukkan grafik temperatur blok silinder fungsi putaran mesin pada bahan bakar vigas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum untuk bahan bakar vigas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 85°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 75°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 80°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 74°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 79°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 74°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 78°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 72°C .

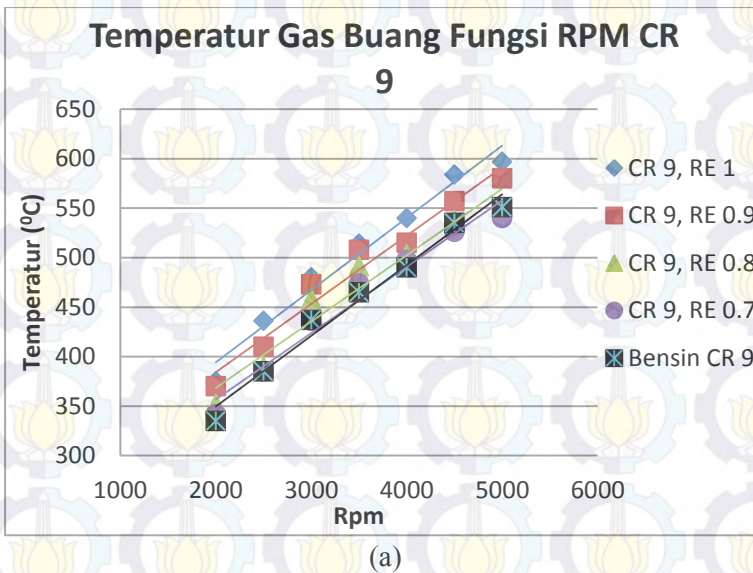
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan temperatur blok silinder dari putaran rendah sampai putaran tinggi. Hal ini dikarenakan semakin meningkatnya putaran engine maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak sehingga akan meningkatkan temperatur engine.

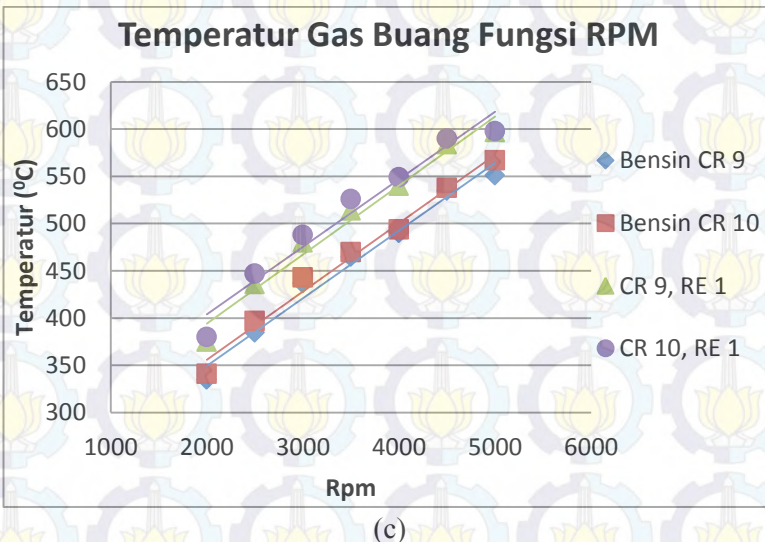
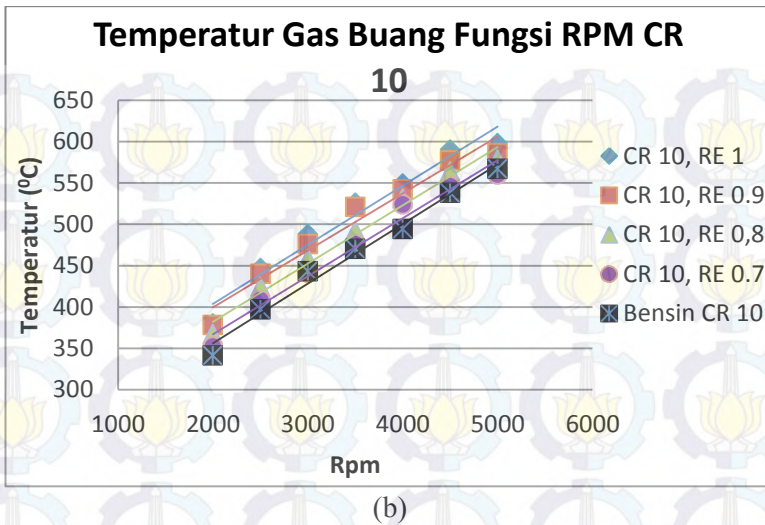
Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai temperature blok silinder untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka temperatur silinder head yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin sedikit, sehingga temperatur silinder head menjadi menurun.

Pada trendline grafik c menunjukkan nilai temperatur blok silinder yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka temperatur blok silinder yang dihasilkan akan mengalami sedikit kenaikan. Hal ini dikarenakan naiknya rasio kompresi akan menaikkan temperatur kerja engine. Dan bila dibandingkan dengan bahan

bakar premium, temperatur blok silinder bahan bakar vgas lebih tinggi, hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* vgas yang lebih tinggi dari premium sehingga proses pembakaran bahan bakar vgas akan menaikkan temperatur *engine*.

4.4.3 Grafik Temperatur Gas Buang Fungsi Putaran Mesin





Gambar 4.9 Grafik Temperatur Gas Buang fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.9 menunjukkan grafik temperatur gas buang fungsi putaran mesin pada bahan bakar vigas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum untuk bahan bakar vigas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 597°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 561°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 580°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 549°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 551°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 535°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 540°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 519°C .

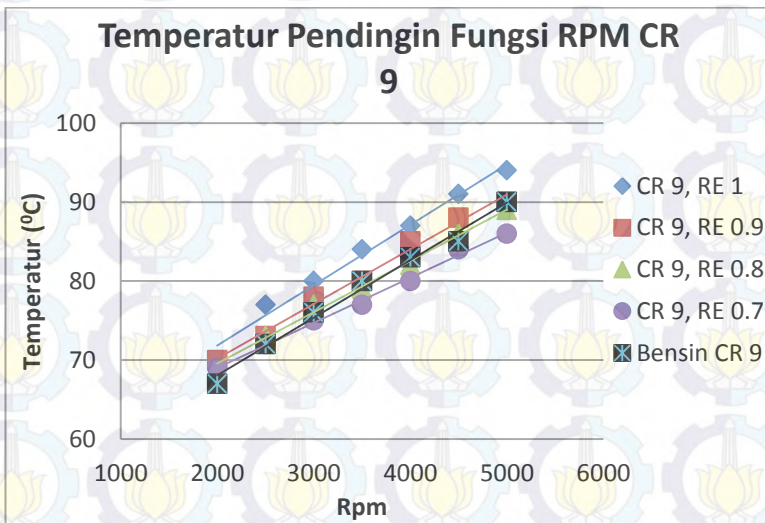
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan temperatur gas buang dari putaran rendah sampai putaran tinggi. Hal ini dikarenakan semakin meningkatnya putaran engine maka volume campuran udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak sehingga akan meningkatkan temperatur gas buang akibat adanya *losses* panas dimana sebagian bahan bakar ikut terbuang bersama gas buang.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai temperatur gas buang untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka temperatur gas buang yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin sedikit, sehingga temperatur gas buang menurun.

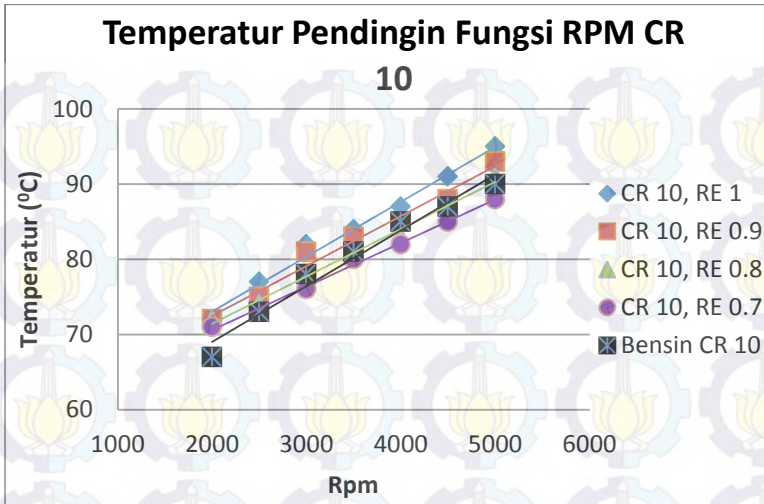
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai temperatur gas buang yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka temperatur blok

silinder yang dihasilkan akan mengalami sedikit kenaikan. Hal ini dikarenakan naiknya rasio kompresi akan menaikkan temperatur kerja engine. Dan bila dibandingkan dengan bahan bakar premium, temperatur gas buang bahan bakar vgas lebih tinggi, hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* vgas yang lebih tinggi dari premium sehingga proses pembakaran bahan bakar vgas akan menaikkan temperatur *engine*.

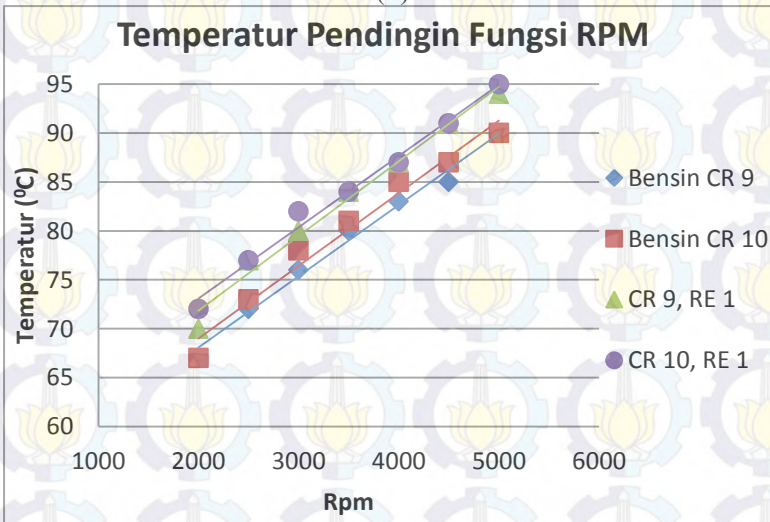
4.4.4 Grafik Temperatur Pendingin Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.10 Grafik Temperatur Pendingin fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.10 menunjukkan grafik temperatur pendingin fungsi putaran mesin pada bahan bakar vigas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum untuk bahan bakar vigas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 94°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 90°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 90°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 88°C . pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 89°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 86°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 86°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 85°C .

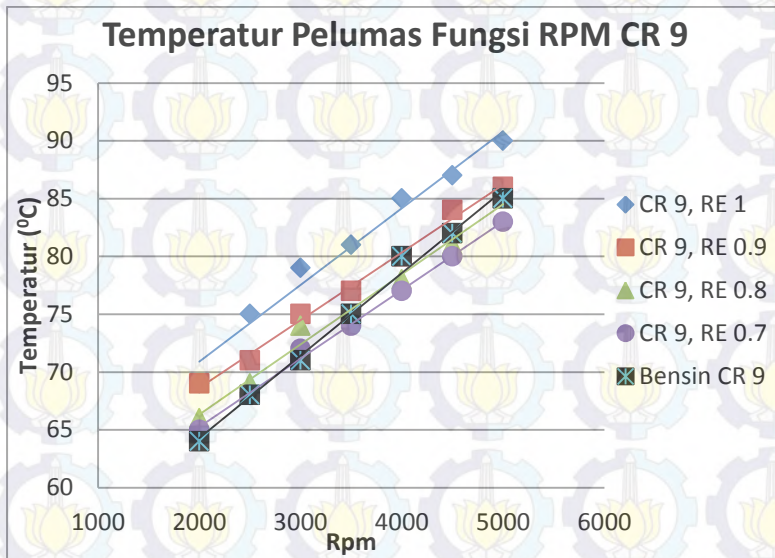
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan temperatur pendingin dari putaran rendah sampai putaran tinggi. Hal ini dikarenakan semakin meningkatnya putaran engine maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak sehingga akan meningkatkan temperatur engine.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai temperatur pendingin untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka temperatur pendingin yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin sedikit, sehingga temperatur pendingin menurun.

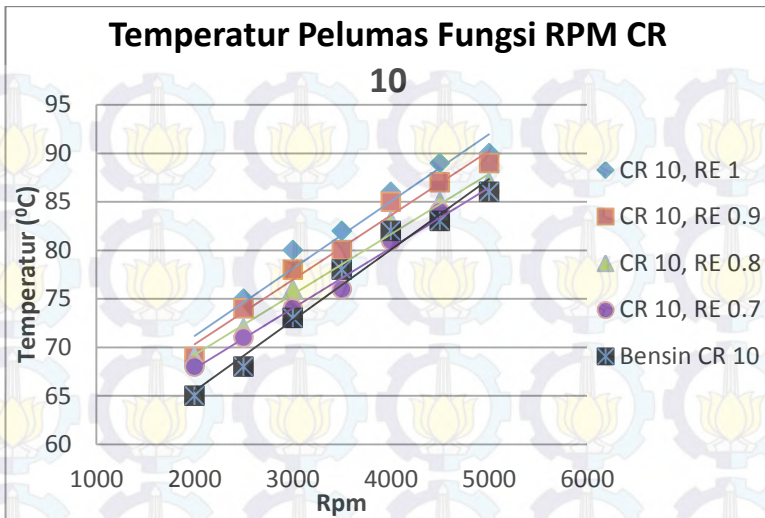
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai temperatur pendingin yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka temperatur pendingin yang dihasilkan akan mengalami sedikit kenaikan. Hal ini dikarenakan naiknya rasio kompresi akan menaikkan

temperatur kerja engine. Dan bila dibandingkan dengan bahan bakar premium, temperatur pendingin bahan bakar vgas lebih tinggi, hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* vgas yang lebih tinggi dari premium sehingga proses pembakaran bahan bakar vgas akan menaikkan temperatur *engine*.

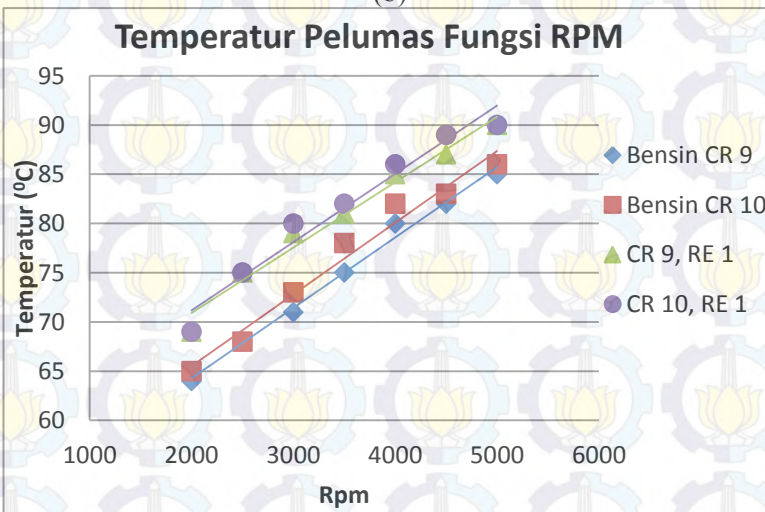
4.4.5 Grafik Temperatur Pelumas Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.11 Grafik Temperatur Pelumas fungsi RPM (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.11 menunjukkan grafik temperatur pelumas fungsi putaran mesin pada bahan bakar vgas dengan variasi rasio kompresi 9 dan 10, serta variasi rasio ekivalen 1, 0.9, 0.8 dan 0.7. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum untuk bahan bakar vgas pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 88°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 84°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 86°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 82°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 85°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 81°C . Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 83°C dan untuk rasio kompresi 10 adalah 80°C .

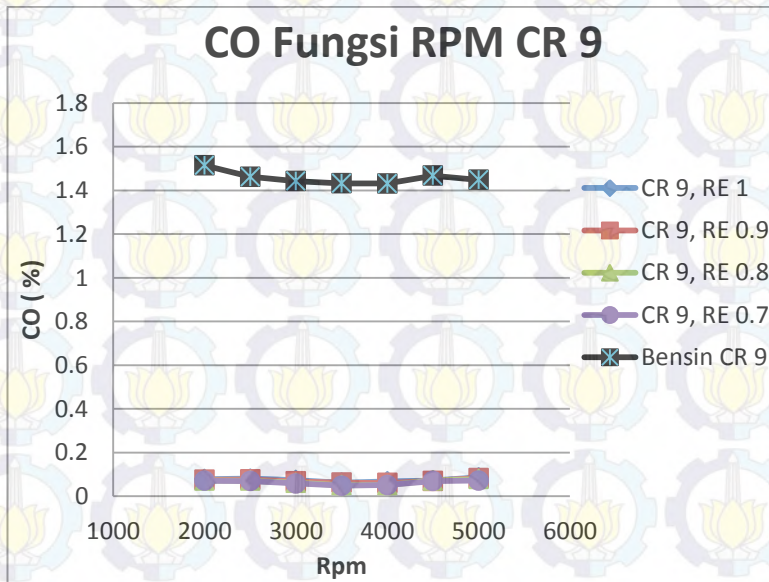
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan temperatur pendingin dari putaran rendah sampai putaran tinggi. Hal ini dikarenakan dengan naiknya putaran mesin maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang timbul di ruang bakar akan diserap oli dan menyebabkan temperatur oli juga naik. Faktor lainnya juga akibat piston dan ring piston mengalami pemuaian pada saat putaran tinggi, akibatnya gesekan antara ring piston dan dinding silinder juga semakin besar. Hal tersebut juga yang akan meningkatkan temperatur pelumas.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai temperatur pelumas untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka temperatur pelumas yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin sedikit, sehingga temperatur pelumas menjadi menurun.

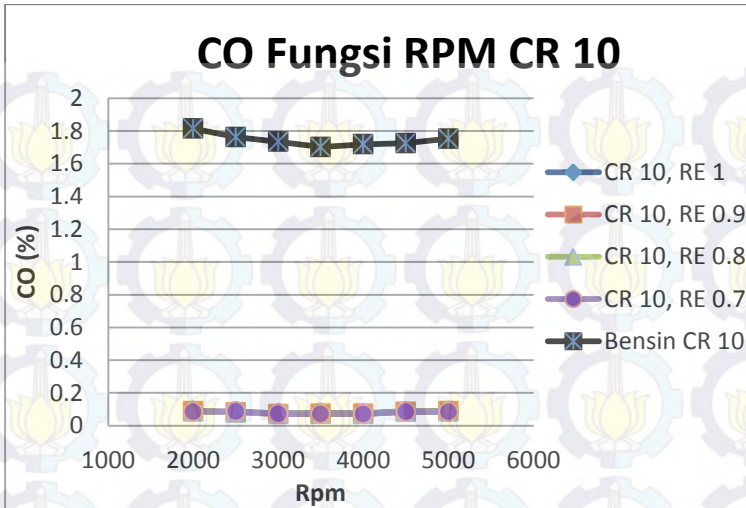
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai temperatur pendingin yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vgas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat

bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka temperatur pendingin yang dihasilkan akan mengalami sedikit kenaikan. Hal ini dikarenakan naiknya rasio kompresi akan menaikkan temperatur kerja engine. Dan bila dibandingkan dengan bahan bakar premium, temperatur pendingin bahan bakar vgas lebih tinggi, hal ini dikarenakan *heating value* dan *autoignition temperature* vgas yang lebih tinggi dari premium sehingga proses pembakaran bahan bakar vgas akan menaikkan temperatur engine.

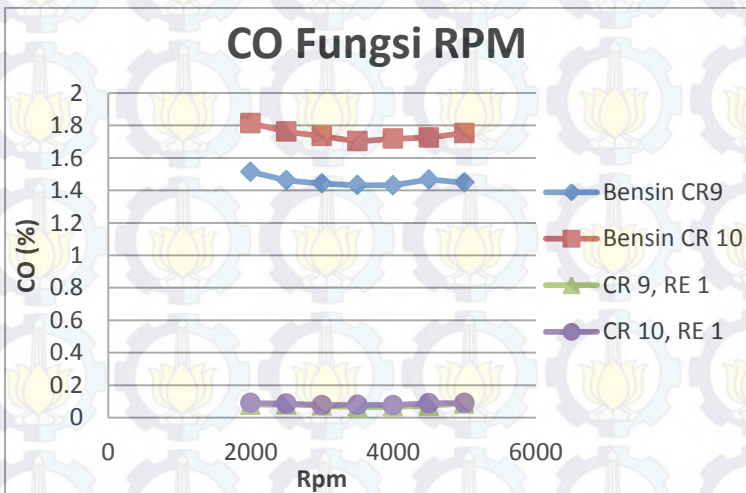
4.4.6 Grafik Karbon Monoksida (CO) Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.12 Grafik Karbon Monoksida (CO) Fungsi Rpm (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.12 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang CO dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif berbeda dari kedua variasi rasio kompresi. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar vigas diperoleh nilai minimum emisi gas buang CO pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 0.0623 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,0762 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 0.0604 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,0717%. Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 0.0503 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,0713 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 0,0484 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 0,0705 %.

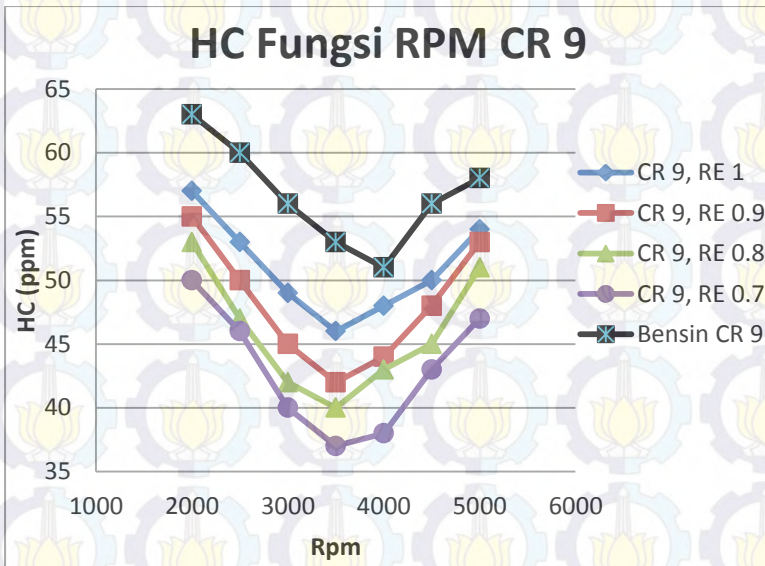
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren yang tidak terlalu berbeda pada putaran rendah sampai putaran tinggi. Hal ini dikarenakan karbon monoksida muncul akibat kurang sempurnanya pembakaran didalam ruang bakar. Ketidaksempurnaan pembakaran disebabkan karena kurangnya oksigen yang berikatan dengan bahan bakar ataupun juga bisa diakibatkan kurangnya waktu yang tersedia untuk menyelesaikan pembakaran.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai karbon monoksida untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka karbon monoksida yang dihasilkan *engine* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya bahan bakar yang masuk ruang bakar, maka ketidaksempurnaan pembakaran bisa dikurangi. Kandungan karbon dalam bahan bakar mampu bereaksi lebih baik dengan oksigen.

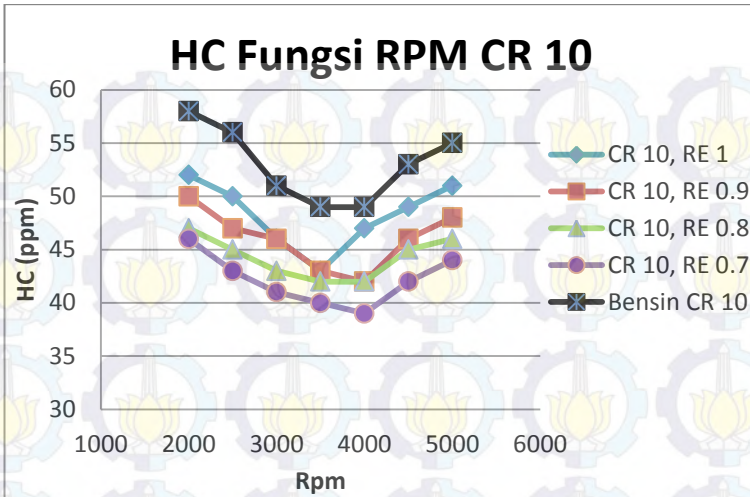
Pada trendline grafik c menunjukkan nilai karbonmonoksida yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka karbon monoksida yang dihasilkan akan mengalami kenaikan. Hal ini

dikarenakan dengan adanya kenaikan rasio kompresi menyebabkan temperatur pembakaran menjadi naik, sehingga CO cenderung timbul akibat temperatur pembakaran yang tinggi. Karena pada temperatur pembakaran yang tinggi CO_2 akan berdisosiasi menjadi CO dan O_2 . Kandungan karbon monoksida bahan bakar bensin lebih tinggi daripada vigan, karena bahan bakar vigan fasenya berupa gas, sehingga pembakaran yang terjadi lebih baik. Selain itu dikarenakan bensin memiliki kandungan karbon yang lebih tinggi.

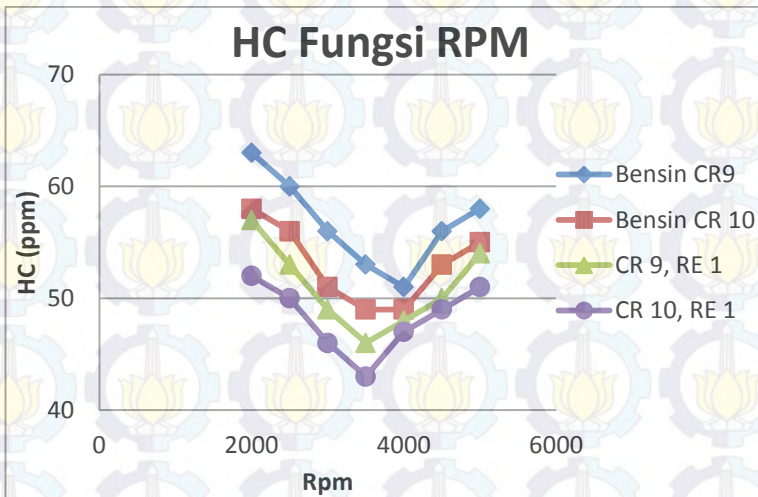
4.4.7 Grafik Hidrokarbon (HC) Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.13 Grafik Hidrokarbon (HC) Fungsi Rpm (a). Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c). Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

Pada gambar 4.13 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang HC dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif sama dari kedua variasi rasio kompresi. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar vigas diperoleh nilai minimum emisi gas buang HC pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 46 ppm dan untuk rasio kompresi 10 adalah 43 ppm. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 42 ppm dan untuk rasio kompresi 10 adalah 42 ppm. pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 40 ppm dan untuk rasio kompresi 10 adalah 42 ppm. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 37 ppm dan untuk rasio kompresi 10 adalah 39 ppm.

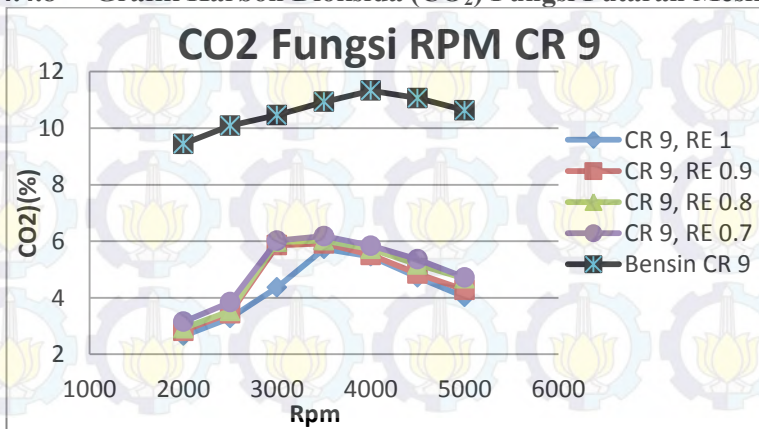
Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya tren yang menurun sampai putaran 3500, kemudian mengalami kenaikan pada putaran tinggi. Hal ini dikarenakan hidrokarbon yang tidak terbakar adalah akibat langsung dari pembakaran yang tidak sempurna. Selama proses kompresi dan pembakaran kenaikan tekanan pada ruang bakar akan memaksa sejumlah gas masuk melalui celah – celah kecil dalam ruang bakar, dimana gas ini akan keluar pada saat proses ekspansi dan langkah buang. Sumber lainnya adalah lapisan oli pelumas yang menempel pada dinding piston atau silinder head. Lapisan ini bisa menyerap dan melepaskan kembali komponen hidrokarbon dalam campuran (sebelum dan sesudah pembakaran) sehingga memungkinkan sejumlah bahan bakar lolos ketika terjadinya pembakaran. Pada putaran 3500 pembakaran paling baik terjadi, sehingga kandungan hidrokarbon yang dihasilkan mesin menurun. Kemudian mengalami kenaikan dengan bertambahnya putaran.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai hidrokarbon untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka hidrokarbon yang dihasilkan *engine* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar yang masuk kedalam ruang

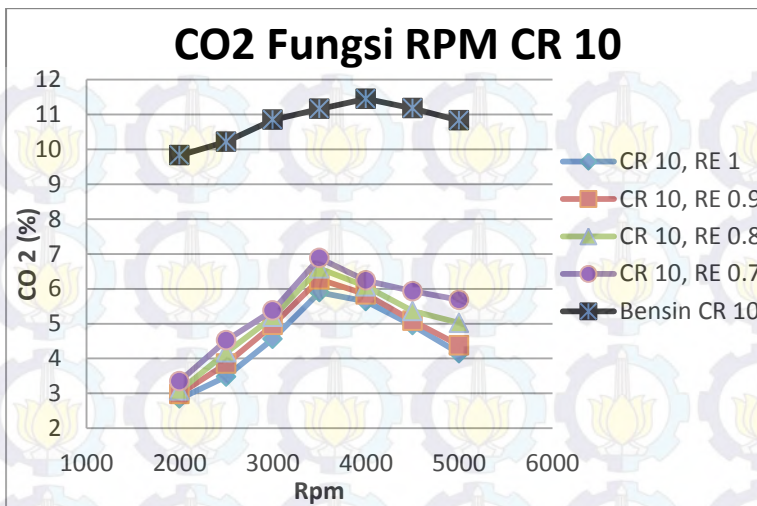
bakar semakin sedikit, sehingga kemungkinan bahan bakar tidak terbakar akan semakin kecil.

Pada trendline grafik c menunjukkan nilai hidrokarbon yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka hidrokarbon yang dihasilkan akan mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan dengan naiknya rasio kompresi maka pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar akan semakin baik, sehingga semakin banyak bahan bakar yang dapat terbakar secara sempurna didalam ruang bakar. Kandungan HC yang dihasilkan *engine* sinjai dengan bahan bakar vigas sangat tinggi, hal ini kemungkinan disebabkan karena pembakaran yang terjadi belum sepenuhnya sempurna. Ini dikarenakan *timing* pengapian *engine* yang menggunakan standard bahan bakar bensin. Sehingga diperlukan penyesuaian supaya didapatkan kandungan emisi gas buang hidrokarbon yang lebih rendah. Bahan bakar bensin memiliki kandungan HC lebih banyak daripada bahan bakar vigas dikarenakan bahan bakar bensin memiliki rantai hidrokarbon yang lebih besar daripada bahan bakar vigas.

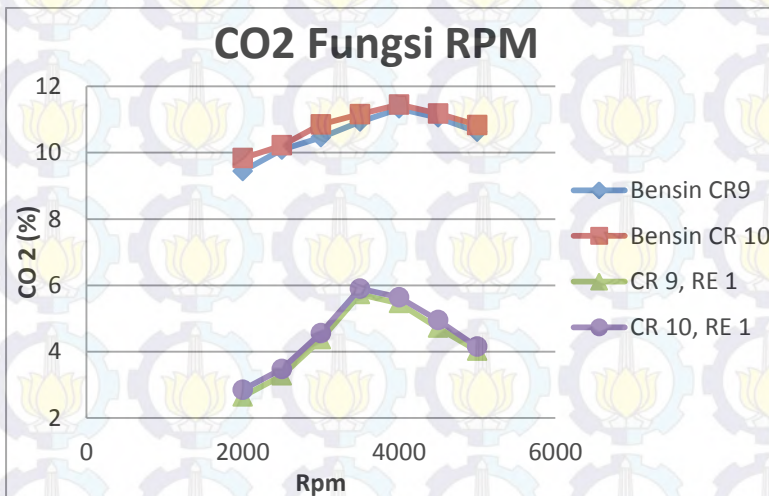
4.4.8 Grafik Karbon Dioksida (CO₂) Fungsi Putaran Mesin



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.14 Grafik Karbon Dioksida (CO₂) Fungsi Rpm (a).
 Pada Rasio Kompresi 9, (b). Pada Rasio Kompresi 10, (c).
 Perbandingan Rasio Kompresi 9 dan 10

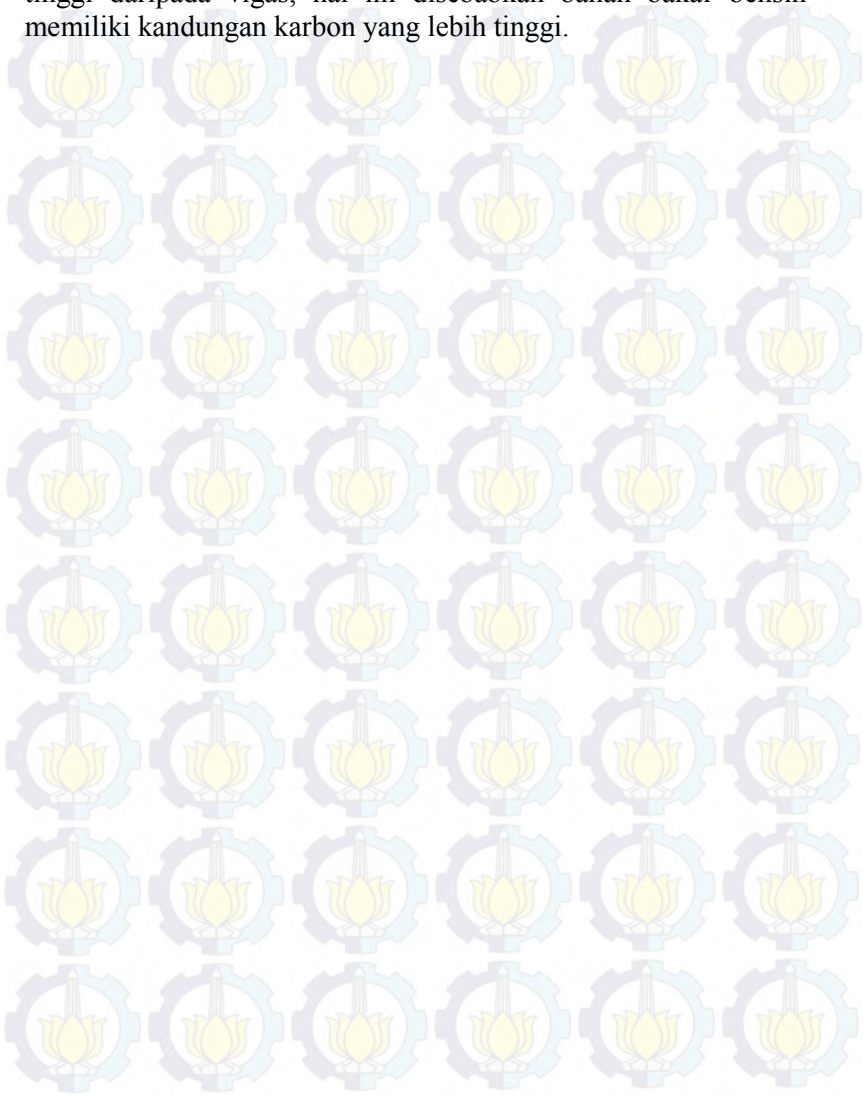
Pada gambar 4.14 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang CO₂ dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif berbeda dari kedua variasi rasio kompresi. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar vigas diperoleh nilai maksimum emisi gas buang CO₂ pada rasio ekivalen 1 untuk rasio kompresi 9 adalah 5,73 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 5,9 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.9 untuk rasio kompresi 9 adalah 5,92% dan untuk rasio kompresi 10 adalah 6,27 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.8 untuk rasio kompresi 9 adalah 6,03 % dan untuk rasio kompresi 10 adalah 6,58 %. Kemudian pada rasio ekivalen 0.7 untuk rasio kompresi 9 adalah 6,18% dan untuk rasio kompresi 10 adalah 6,88 %.

Pada trendline grafik a, b dan c menunjukkan bahwa terlihat adanya kenaikan tren dari putaran rendah sampai pada kandungan karbon dioksida maksimum pada putaran 3500, kemudian mengalami penurunan pada putaran yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan pada putaran 3500 terjadi pembakaran yang paling baik, sehingga karbon dioksida yang dihasilkan tinggi.

Pada trendline grafik a dan b menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai karbon dioksida untuk masing-masing variasi rasio ekivalen. Dengan berkurangnya nilai rasio ekivalen, maka karbon dioksida yang dihasilkan engine akan semakin naik. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya nilai rasio ekivalen maka bahan bakar bahan yang masuk akan semakin sedikit, sehingga semakin kecil kemungkinan bahan bakar tidak terbakar.

Pada trendline grafik c menunjukkan nilai karbon dioksida yang dihasilkan untuk bahan bakar premium dan vigas pada rasio kompresi 9 dan 10. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan menaikkan rasio kompresi maka karbon dioksida yang dihasilkan akan mengalami kenaikan. Hal ini dikarenakan dengan naiknya rasio kompresi maka pembakaran yang terjadi semakin baik dan temperatur pembakaran semakin tinggi. Sehingga semakin banyak karbon dioksida yang terbentuk. Bahan

bakar bensin memiliki kandungan karbon dioksida yang lebih tinggi daripada vlgas, hal ini disebabkan bahan bakar bensin memiliki kandungan karbon yang lebih tinggi.



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

1.1 Kesimpulan

Setelah melakukan penelitian terhadap variasi rasio kompresi dan rasio ekivalen pada mesin SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* (premium-vigas) dapat diambil kesimpulan bahwa :

1. Dilihat dari hasil unjuk kerja yang didapatkan dari *engine* SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* dipengaruhi oleh perubahan rasio kompresinya dikatakan bahwa dengan menaikkan nilai rasio kompresi dapat meningkatkan hasil unjuk kerja *engine* tetapi perlu adanya analisa terlebih dahulu untuk memperhitungkan rasio kompresi yang mampu diterima oleh *engine*.
2. Dilihat dari hasil unjuk kerja yang didapatkan dari *engine* SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* dipengaruhi oleh perubahan rasio ekivalen dikatakan bahwa dengan menaikkan nilai rasio ekivalen akan menurunkan hasil unjuk kerja *engine* tetapi perlu adanya analisa terlebih dahulu untuk memperhitungkan rasio ekivalen yang mampu diterima oleh *engine*.
3. Bahan bakar vigas memiliki nilai kalor bawah persatuan massa yang lebih tinggi dari premium, namun unjuk kerja yang dihasilkan bahan bakar vigas lebih rendah bila dibandingkan dengan premium. Ini dikarenakan vigas memiliki densitas yang lebih rendah, sehingga nilai kalor bawah persatuan volume lebih rendah dari premium.
4. Dengan menaikkan rasio ekivalen, bisa didapatkan nilai efisiensi thermal dan bsfc yang lebih baik. Namun daya, torsi dan bmep yang dihasilkan tidak bisa lebih baik.
5. Dengan menaikkan nilai rasio kompresi, maka bisa didapatkan nilai torsi, daya, bmep, bsfc dan efisiensi thermal yang lebih baik. Nilai oktan dari vigas yang tinggi memungkinkan diterapkan pada engine dengan

rasio kompresi tinggi, sehingga bisa didapatkan unjuk kerja maksimal dari bahan bakar vigas.

6. Hasil perbandingan unjuk kerja engine sinjai 650 cc untuk bahan bakar bensin dan vigas pada rasio kompresi 9 yaitu dengan bahan bakar vigas terjadi penurunan torsi 12,36 %, daya 12,31%, bmep 12,28%, efisiensi thermal 17,92%, dan terjadi kenaikan untuk nilai bsfc sebesar 13,07%.
7. Hasil perbandingan unjuk kerja engine sinjai 650 cc untuk bahan bakar bensin dan vigas pada rasio kompresi 10 yaitu dengan bahan bakar vigas terjadi penurunan torsi 10,35 %, daya 9,89%, bmep 10,27%, efisiensi thermal 14,61%, dan terjadi kenaikan untuk nilai bsfc sebesar 8,71%.
8. Hasil perbandingan unjuk kerja engine sinjai 650 cc untuk bahan bakar vigas pada rasio kompresi 9 dan 10 yaitu dengan rasio kompresi 10 terjadi kenaikan torsi 16,08 %, daya 16,35%, bmep 16,08%, efisiensi thermal 16,02%, dan terjadi penurunan untuk nilai bsfc sebesar 18,92%.
9. Pembakaran yang dihasilkan bahan bakar vigas lebih bersih bila dibandingkan dengan bahan bakar premium. Hal ini dapat dilihat dari kandungan emisi gas buang HC, CO dan CO₂ dari bahan bakar vigas lebih rendah daripada bahan bakar premium.

1.2 Saran

Setelah dilakukan penelitian tentang variasi rasio kompresi dan rasio ekivalen pada mesin SINJAI 650 cc berbahan bakar *bi-fuel* (premium-vigas), perlu adanya penambahan informasi – informasi dalam pengambilan data karena masih adanya kekurangan yang dialami penulis dalam melakukan penelitian. Berikut adalah saran – saran untuk melakukan penelitian tentang rasio kompresi dan rasio ekivalen :

1. Perlu adanya penelitian terlebih dahulu tentang dimensi mesin SINJAI 650 cc sebelum melaksanakan penelitian tentang variasi rasio kompresi.
2. Perlu mempelajari software ECU vigas yang digunakan untuk melakukan variasi rasio ekivalen.
3. Dalam penggunaan bahan bakar vigas, perlu dilakukan pengajuan *ignition timing* supaya bisa didapatkan hasil unjuk kerja yang lebih optimal.
4. Perbaiki alat ukur, sehingga bisa didapatkan hasil pengukuran yang lebih baik.



DAFTAR PUSTAKA

- [1] <http://migas.esdm.go.id/data-kemigas/36/Produksi-Minyak-Bumi>.
- [2] Hartanto, A., Susanti, V., Arief S. R., Maja S. H., Estiko R., dan Hapid, A., 2010. **Program konversi dari BBM ke BBG untuk kendaraan**, Bandung: Pusat Penelitian Tenaga Listrik dan Mekani-LIPI.
- [3] Riesta, A., Maymuchar., Cahyo, S., Reza, S., 2014. **Performance and Emission Characteristics of Dymethyl Ether (DME) Mixed Liquefied Gas for Vehicle (LGV) as Alternative Fuel for Spark Ignition Engine**. Jakarta Selatan: Research and Development Center for oil and Technology LEMIGAS.
- [4] Sungkono Kawano D., 2013. **Motor Bakar Torak (Bensin)**. Surabaya: ITS Press.
- [5] Yousufuddin., Mehdi., 2007. **Performance and Emission Characteristics of LPG-Fuelled Variable Compression Ratio SI Engine**. India: Departement of Mechanical Engineering, Vasavi College of Engineering.
- [6] Zhao, J., Fanhua, M., Xiong ,X., Wang, L., 2013. **Effect of Compression Ratio on The Combustion and Emission of a Hydrogen Enriched Natural Gas Engine Under Different Excess Air Ratio**. Beijing, China: State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University.
- [7] Propatham, E., Ramesh, A., Nagalingam, B., 2011. **Effect of Compression Ratio on The Performance and**

Combustion of Biogas Fuelled Spark Ignition Engine.

India: School of Mechanical and building Sciences, VIT University.

- [8] Raymond, L., 2015. **Pengaruh Compression Ratio dan Emisi Gas Buang Pada Mesin Sinjai 650 CC Berbahan Bakar Bi-Fuel (Premium - Compressed Natural Gas).** Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [9] Philip J. Pritchard., 2011. **Fox and McDonald Introduction To Fluid Mechanics 8th Edition.** United States of America: John Wiley & Sons, INC.



Halaman ini sengaja dikosongkan

Lampiran A

Data Hasil Pengujian Engine Sinjai 650 cc Dengan Variasi Rasio Kompresi 9 dan 10, serta Rasio Ekivalen 1, 0.9, 0.8, 0.7.

Tabel A.1 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 9, Rasio Ekivalen 1

Rasio Kompresi 9 , Rasio ekivalen 1													
rpm	gas tor si (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pito t uda ra (m m)	laju mass a uda ra (kg/s)	Δh pito t vig as (m m)	laju mass a vig as (kg/s)
		hea d	blok silinder	exha ust	pendin gin	pelu mas	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	7.4	69	65	375	70	69	0.0783	2.65	57	14	0.00820	3	0.00056
2500	7.9	73	70	436	77	75	0.0801	3.28	53	24	0.01074	5	0.00072
3000	8.4	77	74	480	80	79	0.0735	4.37	49	39	0.01369	8	0.00091
3500	8.7	79	77	514	84	81	0.0623	5.73	46	55	0.01626	11	0.00107
4000	8.5	82	80	540	87	85	0.0676	5.46	48	73	0.01873	14	0.00120

45 00	8.3	84	82	584	91	87	0.072 4	4.72	50	90	0.020 80	17	0.001 32
50 00	8.2	87	85	597	94	90	0.086 3	4.03	54	105	0.022 47	21	0.001 47

Tabel A.2 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 9, Rasio Ekuivalen 1

Unjuk Kerja CR 9, RE 1							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmp (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	25.408	5.324	4.966	0.376212279	20.66752841	64.972	14.745
2500	27.125	7.104	5.301	0.363958576	21.36335971	68.055	14.954
3000	28.841	9.064	5.637	0.360809951	21.54978802	72.294	15.071
3500	29.871	10.953	5.838	0.350141107	22.20641285	73.588	15.263
4000	29.185	12.230	5.704	0.353768496	21.97871788	74.181	15.586
4500	28.498	13.435	5.569	0.354868874	21.91056621	73.215	15.705
5000	28.155	14.748	5.502	0.359302174	21.64021965	71.173	15.263
rata-rata	28.155	10.408	5.502	0.359865923	21.6166561	71.068	15.227

Tabel A.3 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 9, Rasio Ekvivalen 0,9

Rasio Kompresi 9 , Rasio ekivalen 0,9													
rpm	gayatorsi (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pitot udara	laju massa udara (kg/s)	Δh pitotigas	laju massa v gas (kg/s)
		head	blok silinder	exhaust	pendingin	pelumas	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	7.3	68	65	370	70	69	0.0755	2.83	55	15	0.00849	3	0.00056
2500	7.5	70	67	410	73	71	0.0769	3.45	50	25	0.01096	4	0.00064
3000	7.9	71	70	473	78	75	0.0681	5.86	45	38	0.01351	6	0.00079
3500	8.1	75	73	508	80	77	0.0618	5.92	42	53	0.01596	8	0.00091
4000	7.9	78	75	515	85	80	0.0604	5.51	44	73	0.01873	11	0.00107
4500	7.9	81	79	557	88	84	0.0704	4.85	48	90	0.02080	14	0.00120
5000	7.8	82	80	580	90	86	0.0835	4.28	53	106	0.02257	17	0.00132

Tabel A.4 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 9, Rasio Ekuivalen 0.9

Unjuk Kerja CR 9, RE 0.9							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	25.065	5.252	4.898	0.38137	20.38824	67.253	15.263
2500	25.751	6.744	5.033	0.34290	22.67560	69.458	17.064
3000	27.125	8.525	5.301	0.33225	23.40239	71.361	17.178
3500	27.811	10.197	5.435	0.32072	24.24351	72.238	17.569
4000	27.125	11.367	5.301	0.33740	23.04508	74.181	17.584
4500	27.125	12.787	5.301	0.33834	22.98069	73.215	17.306
5000	26.781	14.028	5.234	0.33986	22.87850	71.512	17.044
rata-rata	26.683	9.843	5.215	0.34183	22.80200	71.317	17.001

Tabel A.5 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 9, Rasio Ekivalen 0,8

Rasio Kompresi 9 , Rasio ekivalen 0,8													
rpm	gas tor si (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pito t uda ra (cm)	laju mass a udar a (kg/s)	Δh pit ot vig as (cm)	laju mass a vigas (kg/s)
		head	blok silinder	exha ust	pendin gin	pelum as	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	6.5	65	64	352	69	66	0.0718	2.92	53	14	0.00820	2	0.00045
2500	7	68	66	390	73	69	0.0708	3.53	47	23	0.01051	3	0.00056
3000	7.6	69	67	458	77	74	0.0615	5.97	42	39	0.01369	5	0.00072
3500	7.9	72	70	491	79	75	0.0503	6.03	40	55	0.01626	7	0.00085
4000	7.7	75	74	503	82	78	0.0511	5.72	43	72	0.01860	9	0.00096
4500	7.5	78	77	538	86	81	0.0713	5.17	45	90	0.02080	11	0.00107
5000	7.2	80	79	551	89	85	0.0782	4.68	51	105	0.02247	13	0.00116

Tabel A.6 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 9, Rasio Ekuivalen 0.8

Unjuk Kerja CR 9, RE 0.8							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	22.318	4.676	4.362	0.34971	22.23391	64.972	18.059
2500	24.035	6.295	4.697	0.31817	24.43796	66.622	18.899
3000	26.095	8.201	5.100	0.31527	24.66251	72.294	19.063
3500	27.125	9.946	5.301	0.30760	25.27747	73.588	19.133
4000	26.438	11.079	5.167	0.31312	24.83230	73.671	19.306
4500	25.751	12.140	5.033	0.31591	24.61302	73.215	19.524
5000	24.721	12.949	4.831	0.32196	24.15006	71.173	19.398
rata-rata	25.212	9.327	4.927	0.32025	24.31532	70.791	19.055

Tabel A.7 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 9, Rasio Ekivalen 0,7

Rasio Kompresi 9 , Rasio ekivalen 0,7													
rpm	gaya tor si (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pito t uda ra (cm)	laju mass a udar a (kg/s)	Δh pit ot vig as (cm)	laju mass a vigas (kg/s)
		hea d	blok silinder	exha ust	pendin gin	pelum as	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	6.5	64	64	342	69	65	0.0711	3.15	50	15	0.00849	2	0.00045
2500	7	66	65	385	72	68	0.0692	3.84	46	25	0.01096	3	0.00056
3000	7	68	67	436	75	72	0.0583	6.02	40	39	0.01369	4	0.00064
3500	7.5	71	69	474	77	74	0.0484	6.18	37	55	0.01626	6	0.00079
4000	7.5	75	72	498	80	77	0.0508	5.84	38	72	0.01860	8	0.00091
4500	7.2	77	75	526	84	80	0.0694	5.36	43	90	0.02080	10	0.00102
5000	7	79	78	540	86	83	0.0718	4.72	47	106	0.02257	12	0.00111

Tabel A.8 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 9, Rasio Ekuivalen 0.7

Unjuk Kerja CR 9, RE 0.7							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	22.318	4.676	4.362	0.34971	22.23391	67.253	18.693
2500	24.035	6.295	4.697	0.31817	24.43796	69.458	19.704
3000	24.035	7.554	4.697	0.30616	25.39667	72.294	21.313
3500	25.751	9.442	5.033	0.29997	25.92037	73.588	20.666
4000	25.751	10.791	5.033	0.30308	25.65451	73.671	20.477
4500	24.721	11.654	4.831	0.31375	24.78178	73.215	20.477
5000	24.035	12.590	4.697	0.31817	24.43796	71.512	20.286
rata-rata	24.378	9.000	4.764	0.31557	24.69473	71.570	20.231

Tabel A.9 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 10, Rasio Ekuivalen 1

Rasio Kompresi 10 , Rasio ekuivalen 1													
rpm	gaya tor si (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pit o t u da ra (cm)	laju mass a u da ra (kg/s)	Δh pit o t vig as (cm)	laju mass a vig as (kg/s)
		hea d	blok silinder	exha ust	pendin gin	pelum as	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	8.5	69	66	380	72	69	0.0897	2.85	52	14	0.00820	3	0.00056
2500	9.1	74	72	447	77	75	0.0863	3.48	50	24	0.01074	5	0.00072
3000	10.2	77	75	488	82	80	0.0762	4.56	46	39	0.01369	8	0.00091
3500	10.6	80	78	526	84	82	0.0781	5.9	43	55	0.01626	11	0.00107
4000	10.3	85	83	549	87	86	0.0762	5.64	47	72	0.01860	14	0.00120
4500	10	87	85	590	91	89	0.0886	4.95	49	89	0.02068	17	0.00132
5000	9.7	88	87	598	95	90	0.0893	4.15	51	105	0.02247	21	0.00147

Tabel A.10 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 10, Rasio Ekuivalen 1

Unjuk Kerja CR 10, RE 1							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	29.185	6.115	5.704	0.32753	23.73973	64.972	14.745
2500	31.245	8.183	6.106	0.31596	24.60843	68.055	14.954
3000	35.022	11.007	6.844	0.29714	26.16760	72.294	15.071
3500	36.395	13.345	7.113	0.28738	27.05609	73.588	15.263
4000	35.365	14.820	6.912	0.29194	26.63303	73.671	15.479
4500	34.335	16.187	6.710	0.29454	26.39827	72.807	15.618
5000	33.305	17.445	6.509	0.30374	25.59880	71.173	15.263
rata-rata	33.550	12.443	6.557	0.30260	25.74314	70.937	15.199

Tabel A.11 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 10, Rasio Ekuivalen 0.9

Rasio Kompresi 10 , Rasio ekuivalen 0,9													
rpm	gamma tor si (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pitot udara (cm)	laju massa udara (kg/s)	Δh pitot vigan (cm)	laju massa vigan (kg/s)
		head	blok silinder	exhaust	pendingin	pelumas	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	8.4	68	65	378	72	69	0.0885	2.98	50	15	0.00849	3	0.00056
2500	8.7	73	70	440	75	74	0.0814	3.85	47	25	0.01096	4	0.00064
3000	9.1	75	73	476	81	78	0.0717	4.96	46	38	0.01351	6	0.00079
3500	9.6	78	75	521	83	80	0.0738	6.27	43	53	0.01596	8	0.00091
4000	9.4	83	81	542	85	85	0.0727	5.84	42	73	0.01873	11	0.00107
4500	9.2	85	83	577	88	87	0.0853	5.08	46	90	0.02080	14	0.00120
5000	9	86	85	586	93	89	0.0878	4.38	48	106	0.02257	17	0.00132

Tabel A.12 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 10, Rasio Ekuivalen 0.9

Unjuk Kerja CR 10, RE 0.9							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	28.841	6.043	5.637	0.33143	23.46044	67.253	15.263
2500	29.871	7.823	5.838	0.29560	26.30369	69.458	17.064
3000	31.245	9.820	6.106	0.28843	26.95718	71.361	17.178
3500	32.962	12.086	6.442	0.27061	28.73305	72.238	17.569
4000	32.275	13.525	6.308	0.28356	27.42073	74.181	17.584
4500	31.588	14.892	6.173	0.29053	26.76232	73.215	17.306
5000	30.902	16.187	6.039	0.29454	26.39827	71.512	17.044
rata-rata	31.098	11.482	6.078	0.29353	26.57653	71.317	17.001

Tabel A.13 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 10, Rasio Ekuivalen 0.8

Rasio Kompresi 10 , Rasio ekuivalen 0,8													
rpm	gaya tor si (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pito t uda ra (cm)	laju mass a uda ra (kg/s)	Δh pit ot vig as (cm)	laju mass a vigas (kg/s)
		hea d	blok silinder	exha ust	pendin gin	pelum as	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	7.1	68	65	367	72	69	0.0863	3.08	47	14	0.00820	2	0.00045
2500	7.7	71	68	424	74	72	0.0807	4.17	45	23	0.01051	3	0.00056
3000	8.4	74	71	458	78	76	0.0738	5.19	43	39	0.01369	5	0.00072
3500	9	76	74	492	81	78	0.0729	6.58	42	55	0.01626	7	0.00085
4000	8.6	80	79	531	83	83	0.0713	6.07	42	72	0.01860	9	0.00096
4500	8.3	83	81	564	87	85	0.0868	5.36	45	90	0.02080	11	0.00107
5000	8	85	83	578	91	87	0.0863	5.02	46	105	0.02247	13	0.00116

Tabel A.14 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 10, Rasio Ekuivalen 0.8

Unjuk Kerja CR 10, RE 0.8							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	24.378	5.108	4.764	0.32016	24.28627	64.972	18.059
2500	26.438	6.924	5.167	0.28924	26.88175	66.622	18.899
3000	28.841	9.064	5.637	0.28525	27.25857	72.294	19.063
3500	30.902	11.331	6.039	0.27001	28.79712	73.588	19.133
4000	29.528	12.374	5.771	0.28035	27.73477	73.671	19.306
4500	28.498	13.435	5.569	0.28546	27.23841	73.215	19.524
5000	27.468	14.388	5.368	0.28976	26.83340	71.173	19.398
rata-rata	28.008	10.375	5.474	0.28860	27.00433	70.791	19.055

Tabel A.15 Data Hasil Pengujian Rasio Kompresi 10, Rasio Ekivalen 0.7

Rasio Kompresi 10, Rasio ekivalen 0,7													
rpm	gas tor si (kg)	temperatur					emisi gas buang			Δh pito t uda ra (cm)	laju mass a udar a (kg/s)	Δh pit ot vig as (cm)	laju mass a vigas (kg/s)
		head	blok silinder	exha ust	pendin gin	pelum as	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)				
2000	7	66	64	352	71	68	0.0853	3.35	46	15	0.00849	2	0.00045
2500	7.7	70	66	408	73	71	0.0858	4.52	43	25	0.01096	3	0.00056
3000	7.9	73	70	441	76	74	0.0728	5.38	41	39	0.01369	4	0.00064
3500	8.4	74	73	476	80	76	0.0705	6.88	40	55	0.01626	6	0.00079
4000	8.1	78	76	524	82	81	0.0714	6.24	39	72	0.01860	8	0.00091
4500	8	81	78	546	85	84	0.0837	5.93	42	90	0.02080	10	0.00102
5000	7.8	83	81	560	88	86	0.0841	5.68	44	106	0.02257	12	0.00111

Tabel A.16 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Rasio Kompresi 10, Rasio Ekuivalen 0.7

Unjuk Kerja CR 10, RE 0.7							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	bmep (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	24.035	5.036	4.697	0.32473	23.94421	67.253	18.693
2500	26.438	6.924	5.167	0.28924	26.88175	69.458	19.704
3000	27.125	8.525	5.301	0.27128	28.66195	72.294	21.313
3500	28.841	10.575	5.637	0.26783	29.03081	73.588	20.666
4000	27.811	11.654	5.435	0.28063	27.70687	73.671	20.477
4500	27.468	12.949	5.368	0.28238	27.53531	73.215	20.477
5000	26.781	14.028	5.234	0.28554	27.23087	71.512	20.286
rata-rata	26.928	9.956	5.263	0.28595	27.28454	71.570	20.231

Tabel A.17 Data Hasil Pengujian Bensin Standard Rasio Kompresi 9

PENGUJIAN BENSIN STANDAR CR 9														
rpm	Berat (kg)	Torsi	konsumsi 25 ml (second)	laju bahan bakar (kg/s)	temperatur					emisi gas buang			selisih ketinggian pitot (mm)	laju massa udara (kg/s)
					head	blok silinder	exhaust	pendingin	pelumas	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)		
2000	8.3	28.498	33.02	0.000567081	63	60	335	67	64	1.514	9.44	63	14	0.00820313
2500	8.9	30.558	26.11	0.000717158	65	63	385	72	68	1.462	10.09	60	23	0.01051428
3000	9.6	32.962	20.56	0.000910749	67	65	437	76	71	1.442	10.46	56	37	0.01333573
3500	10.1	34.678	17.08	0.001096311	69	67	465	80	75	1.432	10.93	53	54	0.01611064
4000	10	34.335	15.14	0.00123679	73	69	490	83	80	1.431	11.33	51	71	0.01847332
4500	9.5	32.618	14.16	0.001322387	76	72	535	85	82	1.467	11.06	56	88	0.02056635
5000	9	30.902	13.07	0.00143267	80	77	551	90	85	1.448	10.63	58	100	0.0219238

Tabel A.18 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Bensin Standard Rasio Kompresi 9

Unjuk Kerja Eksperimen Bensin Standar CR 9							
rpm	Torsi (N.m)	daya (kW)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	28.498	5.9655918	5.5644	0.342210811	24.4647239 7	64.98726668	14.4655536 5
2500	30.558	7.99604925	5.9666	0.322880632	25.9293750 9	66.63741758	14.6610394 9
3000	32.962	10.3499424	6.4359	0.316784033	26.4283933	70.43262203	14.6425914 8
3500	34.678	12.7038355 5	6.7711	0.310671631	26.9483666 5	72.93283317	14.6953089 2
4000	34.335	14.37492	6.7041	0.309736949	27.0296878 1	73.17511811	14.9365061 9
4500	32.618	15.3631957 5	6.3689	0.309869984	27.0180832 5	72.41408899	15.5524410 2
5000	30.902	16.171785	6.0337	0.318926628	26.2508436	69.47431041	15.3027527 5
rata- rata	32.079	11.846	6.2635	0.31872581	26.2956391	70.00766528	14.8937419 3

Tabel A.19 Data Hasil Pengujian Bensin Standard Rasio Kompresi 10

PENGUJIAN BENSIN STANDAR CR 10														
rpm	Be rat (kg)	Tor si	kons umsi 25 ml (seco nd)	laju bahan bakar (kg/s)	temperatur					emisi gas buang			selisih ketin ggian pitot (mm)	laju massa udara (kg/s)
					he ad	blok silinde r	exh aust	pendi ngin	pelu mas	CO (%)	CO2 (%)	HC (ppm)		
2000	9.6	32.962	31.78	0.000589207	64	60	341	67	65	1.814	9.83	58	14	0.00820313
2500	10.4	35.708	25.34	0.00073895	66	64	397	73	68	1.762	10.22	56	23	0.01051428
3000	11.2	38.455	20.42	0.000916993	68	67	443	78	73	1.734	10.85	51	37	0.01333573
3500	12	41.202	16.85	0.001111276	70	70	470	81	78	1.702	11.16	49	55	0.01625912
4000	11.8	40.515	15.08	0.001241711	75	72	494	85	82	1.718	11.45	49	72	0.01860296
4500	11	37.769	13.91	0.001346154	78	75	538	87	83	1.725	11.18	53	88	0.02056635
5000	10.3	35.365	12.92	0.001449303	81	79	567	90	86	1.753	10.83	55	101	0.02203314

Tabel A.20 Data Hasil Perhitungan Unjuk Kerja Bensin Standard Rasio Kompresi 10

Unjuk Kerja Eksperimen Bensin Standar CR 10							
rpm	torsi (N.m)	daya (kW)	b MEP (bar)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	eff. Volumetris	afr
2000	32.962	6.8999616	6.4359	0.307414084	27.23392798	64.98726668	13.9223287 4
2500	35.708	9.343698	6.9723	0.28470751	29.40594372	66.63741758	14.2286763 9
3000	38.455	12.074932 8	7.5086	0.273390782	30.62317233	70.43262203	14.5428851 2
3500	41.202	15.093666	8.0449	0.265051146	31.5867075	73.60503939	14.6310408 8
4000	40.515	16.962405 6	7.9108	0.263533325	31.76863122	73.68863401	14.9817161 1
4500	37.769	17.788963 5	7.3745	0.272424745	30.73176419	72.41408899	15.2778569 7
5000	35.365	18.507709 5	6.9052	0.281909129	29.69784292	69.82081785	15.2025756 9
rata- rata	37.425	13.810	7.3075	0.278347246	30.14971284	70.22655522	14.6838685 6

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Madiun pada tanggal 25 Mei 1992, merupakan anak kedua dari 3 (tiga) bersaudara, dari pasangan Bapak Suhartono dan Ibu Wiwik Istikomah.

Penulis memulai pendidikan dasar di TK ABA III Bojonegoro, kemudian di MIN Kepatihan Bojonegoro, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Plus Ar-Rahmat Bojonegoro, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah atas di SMA Unggulan BPPT Al-Fattah Lamongan dan menyelesaikan pendidikan SMA pada tahun 2010. Pada September 2010, penulis melanjutkan studi ke perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada Fakultas Teknologi Industri, Program Studi Diploma Teknik Mesin dan lulus pada Februari 2014. Pada Maret 2014, penulis melanjutkan studi Program Sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin. Penulis tertarik pada bidang studi Konversi Energi khususnya pada motor bakar, oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada bidang pengembangan bahan bakar alternatif menggunakan bahan bakar vigas. Dan penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi orang lain.

Alamat e-mail :

- taufiq25.tr@gmail.com

No. Telp :

- 085732446100